



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA
INGENIERÍA MECÁNICA

“Diseño de roladora universal semi automática para perfiles metálicos para la Empresa Aerobombas de Mecate (AMEC) Managua, Nicaragua”.

AUTORES

Br. Carlos Alberto Gaitán Escoto
Br. Eddler Javier Pavón Ruiz
Br. Hosni Emmanuel Hernández González

TUTOR

Ing . Mary Triny Gutiérrez Mendoza

Managua, 18 Noviembre de 2019.

DEDICATORIA

Primeramente a Dios por darme la fuerza, sabiduría y por ser mi guía, durante cada etapa en la vida. A mi esposa amada por su apoyo incondicional, por darme el ánimo de seguir adelante en cada momento. A mi hijo por ser un ejemplo en alcanzar las metas propuestas...

Carlos Alberto Gaitán Escoto.

A Dios por darme la fortaleza de poder llegar al final de mis estudios y a mi familia por el apoyo que me han dado desde que inicié mis estudios...

Eddler Javier Pavón Ruiz.

Primeramente a Dios por darme la fortaleza de poder llegar al final de mis estudios y a mi familia por el apoyo que me han dado desde que inicié mis estudios...

Hosni Emmanuel Hernández González.

AGRADECIMIENTOS

A Dios primero por darnos la perseverancia de haber podido culminar con nuestros estudios. A nuestras familias y a nuestro Tutor Ing. Mary Triny Gutiérrez Mendoza, por su enseñanza, el aprendizaje y la paciencia que ha tenido para guiarnos en la elaboración de nuestro tema monográfico...

ÍNDICE

INTRODUCCION.	1
ANTECEDENTES.	2
JUSTIFICACIÓN.	3
OBJETIVOS.	4
CAPITULO I- GENERALIDADES PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA ROLADORA DE PERFILES.	5
1.1 FUNCIONAMIENTO DE LA ROLADORA DE PERFILES.	5
1.1.1 Partes básicas de una roladora de perfiles.	5
1.1.1.2 Palanca de accionamiento:	5
1.1.1.3 Eje de Rotación:	6
1.1.1.4 Motor:	6
1.2 Tipos de procesos de rolado.	6
1.2.1 Rolado de planos:	6
1.2.2 Rolado de no planos:	7
1.2.3 Roladora Universal para Perfiles.	8
1.3 REQUISITOS DE DISEÑO DE LA MAQUINA ROLADORA.	8
1.3.1 Tamaño y peso.	9
1.3.2 Mantenimiento:	9
1.3.3 Sistema de Accionamiento:	9
1.3.4 Seguridad:	10
1.3.5 Adquisición de Equipos y Materiales para la Construcción:	10
1.3.6 Material de los rodillos para rolar.	10
1.3.7 Componentes disponibles de la máquina roladora de perfiles.	10
1.4 CRITERIOS DE EVALUACIÓN.	11
1.4.1 Opción 1:	11

1.4.2	Opción 2:.....	13
1.4.3	Opción 3:.....	16
1.5	Selección de la opción de diseño.....	18
1.6	Descripción de la opción seleccionada.....	20
1.6.1	Estructura	20
1.6.2	S i s t e m a de transmisión:.....	21
1.6.3	S i s t e m a de accionamiento	21
1.6.4	Rodillo de rolado:	21
1.7	Metodología a seguir para lograr los objetivos propuestos.	21
CAPÍTULO II- SELECCIÓN DEL MOTOR REDUCTOR Y SISTEMA DE		
TRANSMISION POR CADENA DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.....		22
2.1	Estudio de rolado con rodillo.....	22
2.2	Parámetros de la interacción rodillos-pieza de trabajo.	23
2.3	Variación del ángulo (θ).	24
2.4	Determinación de la fuerza para el doblado de perfiles.....	25
2.5	Distancia entre centro de los rodillos inferiores.	28
2.6	Parámetros para el diseño de la roladora de perfiles.	28
2.7	Material de los tubos o perfil angular para las prácticas de rolado.....	28
2.8	Determinación de la potencia requerida para el rolado.....	30
2.9	Preselección del motor reductor.....	31
2.10	Sistema de transmisión.	32
2.11	Pérdidas de energía por el sistema de transmisión.....	36
2.12	Selección del motor reductor.....	37
2.13	Torque de las catarinas grande.....	37
CAPITULO III - DISEÑO DE LOS EJES DE LOS RODILLOS.....		39
3.1	Ejes de los rodillos.....	39

3.2	Factores que se deben considerar para el diseño de los ejes de los rodillos.	40
3.3	Selección del material de los ejes de los rodillos.	41
3.3.1	Eje del rodillo superior.....	41
3.4	Determinación de los diámetros mínimos en el eje.	49
3.5	Ciclo de vida de los ejes.	54
3.6	Deflexión en los ejes.	56
3.7	Diseño de rosca en el extremo del eje.....	61
CAPITULO IV- DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.		63
4.1	Diseño de cuña para los rodillos y catarinas.....	63
4.1.1	Diseño de cuña para los ejes inferiores y catarinas.	63
4.1.2	Diseño de cuña para los rodillos y los ejes.	66
4.1.3	Cuña para el eje del motor y la catarina pequeña (piñón).	67
4.2	Diseño de los rodillos.	68
4.3	Diseño del tornillo de potencia.	74
4.4	Diseño de los pasadores de unión entre el tornillo de potencia y el soporte del eje.	78
4.5	Selección de los cojinetes.....	80
4.6	Diseño de la estructura.....	82
CAPITULO V - FABRICACIÓN Y MONTAJE DE CADA COMPONENTE DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.		90
5.1	Fabricación de la estructura de la roladora.	90
5.2	Fabricación de los ejes.	95
5.3	Fabricación soporte porta eje.	102
5.4	Fabricación del tornillo de potencia.	107

5.5	Fabricación del volante del tornillo de potencia.....	109
5.6	Fabricación de los rodillos roladores.....	112
5.7	Componentes Estandarizados.....	118
CAPITULO VI - DETERMINACIÓN DE COSTOS DE FABRICACIÓN Y		
ESPECIFICACIONES TECNICA DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.		119
6.1	Determinación de costos.....	119
6.1.1	Costos de materiales.	119
6.1.2	Costo de fabricación por mano de obra.....	120
6.1.3	Costos de Ingeniería.	121
6.1.4	Costo Total de la Máquina.	122
6.1.5	Costos de Fabricación por los autores.	122
6.2	Especificaciones técnicas de la maquina roladora de perfiles.	123
CAPITULO VII - CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DEL DISEÑO DE LA		
MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.		124
7.1	Conclusiones.....	124
7.2	Recomendaciones.....	125
BIBLIOGRAFÍA		126
ANEXO I - TABLAS Y FIGURAS OCUPADAS PARA EL DISEÑO DE LA MAQUINA		
ROLADORA DE PERFILES.		128
1	Tabla 1: Especificaciones del acero A-36.	129
2	Tabla 2: Dimensiones de tubos de aceros.....	130
3	Tabla 3: Coeficiente de fricción para algunas combinaciones de materiales.	131
4	Tabla 4: Especificaciones técnicas del motor.	132
5	Tabla 5: Configuración de un número de Modelo del motor reductor.....	133
6	Tabla 6: Dimensiones del motor reductor.....	134

7	Tabla 7: Diagrama de conexión del motor reductor.....	135
8	Tabla 8: Diagrama de conexión del motor reductor.....	136
9	Tabla 9: Propiedades mecánicas de los aceros al carbono.	137
10	Tabla 10: Dimensiones principales de las roscas para tornillos estándar..	138
11	Tabla 11: Capacidades en caballos de fuerzas- Cadena simple de rodillo número 40.....	139
12	Tabla 12: Dimensiones de Cadena estándares de rodillo americana torón sencillo.....	140
13	Tabla 13: Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje.	141
14	Tabla 14: Resistencia mínimas determinísticas a la tensión y a la cadencia ASTM para algunos aceros laminado en caliente (HR) y estirado en frío (CD) con $E = 200 \text{ Gpa}$, $\nu = 0.27$ y $\rho = 7870 \text{ Kg/m}^3$	142
15	Tabla 15: Ajustes recomendados.....	143
16	Tabla 16: Tolerancias para ejes con dimensiones desde 1 hasta 500mm (desviaciones en μm).....	144
17	Tabla 17: Tolerancias para ejes con dimensiones desde 1 hasta 500mm (desviaciones en μm).....	145
18	Tabla 18: Cortante, momento y deflexión en vigas.	146
19	Tabla 19: Coeficientes de fricción para tornillos de potencia.	146
20	Tabla 20: Especificaciones SAE para pernos de acero.	147
21	Tabla 21: Factores de cálculos de rodamientos de bola.	147
22	Tabla 22: Rodamiento de bolas de una hilera.....	148
23	Tabla 23: Electrodo Recubiertos.....	149
24	Tabla 24: Clases de rugosidad también pueden representarse (según la norma DIN 140) como una sucesión de triángulos invertidos.	150
25	Tabla 25: Clase de rugosidad según el proceso de fabricación.	150
26	Tabla 26: Propiedades de las Secciones.....	151

27	Tabla 27: Propiedades de Solidos.	152
28	Tabla 28: chumacera SKF FY 505	153
29	Tabla 29: Propiedades del acero 1045.....	154
30	Tabla 30: Propiedades del acero 1020.....	155
31	Tabla 31: Pendientes y deflexión en vigas	156
32	Tabla 32: Propiedades a flexión de uniones de soldaduras.....	157
33	Tabla 33: Propiedades de los Electrodo.....	158
34	Tabla 34: Propiedades mecánicas de los aceros de elementos estructurales 158	
35	Tabla 35: Propiedades mecánicas de los aceros de elementos estructurales. 159	
36	Figura 1: Propiedades de sección de la catarina pequeña.....	160
37	Figura 2: Propiedades de sección de la catarina grande.....	161
38	Figura 3: Propiedades de sección del tubo cuadrado.	162
	ANEXO II- PLANOS DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.....	163

INTRODUCCION.

Aerobombas de mecate (AMEC) empresa nicaragüense de servicios especializada en el diseño, fabricación, montaje de estructuras para almacenamiento de agua, e instalación y mantenimiento de bombas centrífugas, sumergibles y sistemas hidroneumáticos para la extracción de agua en pozos a nivel nacional; presenta mejoras técnicas continuas tanto en su personal, como en las herramientas y máquinas que garanticen la excelencia de su trabajo.

En ese sentido el siguiente tema monográfico aborda el diseño de una roladora universal de perfiles semi automática de tres rodillos que mejore las características, eficiencia, y que optimice el esfuerzo, y recursos de personal de la roladora manual que se tiene actualmente en la empresa.

Por lo consiguiente, se consideran en el desarrollo del presente trabajo los criterios teóricos y prácticos, para un diseño que resulte económico, y con requerimientos adecuados a los servicios que se ofrecen en Aerobombas de mecate (AMEC).

El rolado es un proceso común para la manufactura y conformado de metales; vital e indispensable en la empresa el cual está presente en la mayoría de trabajos ejecutados; aumentar la calidad, eficiencia y reducción de tiempo en los servicios prestados, así como optimizar el uso de recursos humanos e insumos son parte de los beneficios que conlleva el diseño de una maquina roladora.

De tal manera podemos considerar al rolado como un proceso continuo donde se aplica una presión generada por rodillos en donde el producto adquiere las características deseadas a partir de las especificaciones del material.

ANTECEDENTES.

La industria nicaragüense ha transitado por distintas etapas. En los años 50 se inician los primeros procesos de transformación de productos tradicionales. En los 60 se instalan industrias químicas y metalmecánicas además de las agroindustriales. En los 70 se da una fuerte expansión industrial, y de los años 90 a la actualidad Nicaragua ha alcanzado un grado de industrialización que ronda el 20 %.

Actualmente, hay un exponencial surgimiento y crecimiento de micros y medianas empresas industriales, donde subsisten aquellas que se encuentran técnicamente preparadas para competir en un escenario en donde la automatización es cada vez más tangible.

La industrialización viene acompañada de la obtención de mejores máquinas que faciliten y optimicen los procesos de manufactura. Cuando se trata de competir y posicionarse en un amplio mercado la calidad en el servicio y el acabado del producto terminado es una prioridad.

Aerobombas de mecate (AMEC), es una empresa que se encuentra en crecimiento la cual tiene dentro de sus objetivos mejorar sus servicios mediante la tecnificación de su personal, de las herramientas y equipos.

JUSTIFICACIÓN.

La empresa Aerobombas de mecate (AMEC) actualmente posee en su taller de metal mecánica una roladora manual la cual es de construcción rudimentaria y artesanal.

Una de las prácticas más frecuentes es la fabricación de los anillos metálicos de sujeción, y realizar el proceso de doblado se necesita de dos operarios, las cuales realizan el trabajo aplicando directamente su fuerza. Esto conlleva a varios problemas, entre los cuales se encuentran: el desgaste físico desmedido de los operarios, consecuentemente riesgos de lesión; desperdicio de materiales en el caso de que la ejecución de dicho trabajo sea realizada de forma incorrecta, excesivo tiempo de operación y de recursos de personal, así como acabados imperfectos en el producto terminado.

En el estudio se presentará el diseño de una roladora que no requiera de más de un operario, una máquina herramienta que realice en un tiempo conveniente la elaboración de las piezas con un buen acabado, y que además sea económicamente viable.

OBJETIVOS.

Objetivo general.

Diseñar una roladora universal semi automática de perfiles de tres rodillos, cumpliendo con los requerimientos para los trabajos específicos de los servicios que ofrece la empresa Aerobombas de Mecate (AMEC).

Objetivo específico.

1. Recopilar información sobre el diseño de una roladora de tres rodillos.
2. Definir el algoritmo de cálculo para diseñar una roladora de tres rodillos.
3. Seleccionar los materiales y diseñar los mecánicos adecuados, en base a sus parámetros tecnológicos, con la ayuda de especificaciones y normas técnicas.

CAPITULO I- GENERALIDADES PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA ROLADORA DE PERFILES.

1.1 FUNCIONAMIENTO DE LA ROLADORA DE PERFILES.

El funcionamiento de la roladora de perfiles consiste en curvar o enrollar perfiles metálicos simplemente mediante fuerza mecánica o hidráulica, hasta lograr el radio o curva requerida, esto sin necesidad de someter el material a elevadas temperaturas. Desde hace décadas, esta máquina roladora de perfiles ha brindado aportes para obras civiles, vehículos y partes de maquinaria entre los cuales se destacan: intercambiadores de calor, canalizaciones, vías para automotores, estructuras arquitectónicas, centrales hidroeléctricas, aviones, máquinas de gimnasio y otros equipos para obras civiles.

1.1.1 Partes básicas de una roladora de perfiles¹.

La simplicidad de la roladora de perfiles, independientemente de su grado de automatización y tecnología, está basada en el papel y funcionamiento de sus tres partes básicas: Palanca, eje de rotación y motor. Sin embargo; aunque la máquina tiene otras partes relevantes, es necesario recalcar que sus tres componentes básicos nunca varían sin importar la tecnología de la máquina. A continuación se explicaran de forma detallada los componentes básicos de la roladora de perfiles.

1.1.1.2 Palanca de accionamiento:

Funciona partiendo de un principio básico de la física. Es decir; una barra recta, angular o curva que se apoya sobre un punto específico y transmite una fuerza. Para ser más puntual; la física plantea tres tipos de palancas que varían de acuerdo a la posición de tres puntos: apoyo, resistencia y potencia. En el caso de la dobladora de tubos, la palanca funciona como el punto de apoyo que a su vez, trabaja con un eje de rotación (resistencia) conducido por un motor (potencia). El objetivo de la palanca es determinar el giro y ángulo de rotación indicado (manual o automáticamente) que impulsado por el

¹ Wilches J. [En Línea 1 de Marzo del 2014].

motor, activa el eje de rotación; lo que en teoría es la aplicación de las palancas de tercer género. Es decir; la potencia se encuentra entre el punto de apoyo y la resistencia.

1.1.1.3 Eje de Rotación:

Tiene como función transmitir o trasladar la fuerza para el doblado de perfiles. Su tamaño depende de la pieza y del nivel de rotación pues no es lo mismo curvar perfiles para una cama a 90°, que doblarlos en tres direcciones distintas para armar una máquina de gimnasio. Ya que en el primer caso, basta con un eje pequeño por la facilidad del doblado; mientras que en el segundo se requiere un eje con un diámetro ancho y potente que tenga la capacidad de curvar perfiles sin deformarlos. Eje de rotación se tiene que diseñar bajo la condición que pueda soportar una carga dinámica y estática.

1.1.1.4 Motor:

EL eje de rotación y la palanca no son suficientes para vencer la rigidez de los perfiles; por tal razón el motor es el mecanismo que produce la fuerza encargada de vencer esa resistencia mediante la transmisión potencia. Al igual que el eje de rotación; la fuerza del motor varía de acuerdo al tamaño del eje de rotación y de las características de los perfiles al rolar.

1.2 Tipos de procesos de rolado.

A continuación se presentaran dos tipos de rolado que son el rolado de plano y el rolado de no plano.

1.2.1 Rolado de planos:

Se refiere al trabajo que consiste en doblar lámina utilizando un radio relativamente amplio con el propósito fundamental de obtener la forma curva deseada. Se emplea este proceso en general para la fabricación de cilindros para tanques, conos para decantadores. (Figura. 1.1). Otras formas cilíndricas tales como las chimeneas de las estufas o bajantes de canales, etc.



(a)



(b)

Figura 1.1. Rolado de planos:

(a): Fabricación de cilindro para tanques, (b): Fabricación de cono para decantadores

Fuente: <http://www.metalactual.com>.

1.2.2 Rolado de no planos:

En esta categoría se encuentran los procesos de rolado de perfiles, para lo cual las máquinas para este tipo se encuentran equipadas con soporte de apertura, cierre manual, extensiones para incorporar rodillos para el curvado de perfiles, pedales para la rotación de los rodillos y protecciones de seguridad. El rolado de perfiles en general se emplea para la fabricación de arcos arquitectónicos, pórticos curvos, arcos para túneles, etc. (Figura 1.2)



(a)



(b)

Figura 1.2. Rolado de no plano:

(a): Proceso de rolado de perfiles, (b): Rolado de perfiles para pórticos.

Fuente: <http://www.swagelok.com.mx>.

1.2.3 Roladora Universal para Perfiles.

Formada por tres rodillos, uno superior fijo y dos inferiores que tienen movimiento independiente uno del otro, todos con tracción motorizada y superficie lisa, lo que permite obtener un curvado óptimo con cualquier tipo de perfil sin dañar su superficie.



Figura 1.3. Roladora universal para perfiles.

Fuente: <http://www.nargesa.com>

1.3 REQUISITOS DE DISEÑO DE LA MAQUINA ROLADORA.

Los requisitos del diseño se establecieron de acuerdo al requerimiento de la empresa Aerobombas de mecate (AMEC); el cual influye en el diseño y construcción de la máquina, de esta manera se tienen ciertos aspectos fundamentales que deben considerarse. Entre ellos están: peso y tamaño, mantenimiento, sistema de accionamiento, seguridad, fácil

acceso de equipos, materiales para la construcción, limitaciones de espacio y componentes disponibles que pueden usarse de la máquina roladora de perfiles.

1.3.1 Tamaño y peso.

Cabe destacar que el tamaño y el peso son aspectos fundamentales en el diseño; ya que se pretende que el trabajo sea fácil y ergonómico al momento de manipular la máquina. Resulta oportuno mencionar que se elaborarán curvas. Tomando en cuenta estas observaciones, la altura de la misma tendrá un tamaño promedio a las que ya existen en el mercado y en la empresa. Por otra parte se requiere que en conjunto sea lo más liviano posible para trasladarla de un lugar a otro, ya que el equipo necesita operar en diferentes ambientes de trabajo también tiene que ser capaz de soportar cualquier tipo de carga ya sea una caja, herramienta, etc.

1.3.2 Mantenimiento:

El mantenimiento del equipo tendrá que ser riguroso en determinados periodos para alargar la vida útil de la misma. prácticamente; se debe utilizar la máquina de la forma más eficiente posible, con la finalidad de mejorar la productividad de la empresa; donde el personal técnico sea quien realice las labores de manutención que consiste en: conservar la estructura en buen estado, cambiar los rodamientos y mantener lubricado el sistema de transmisión; por lo tanto es necesario que sea fácil su mantenimiento y de bajo costo los repuestos que necesiten ser cambiados periódicamente sin necesidad de especialistas.

1.3.3 Sistema de Accionamiento:

Entre las consideraciones más importantes que se demanda para el diseño de la máquina, es que la misma sea de fácil accionamiento donde no produzca desgaste físico por parte del operador. De tal manera; se propuso que el equipo sea accionado por medio de un motor eléctrico, el cual se encargará de transmitir potencia a los sistemas de transmisión (cadenas); donde este disminuirá la velocidad de salida del motor aumentando la potencia de la misma y así imponerse a la resistencia que opone el tubo a la deformación.

1.3.4 Seguridad:

En los diseños de maquinarias y equipos, es responsabilidad del diseñador lo que suceda con la misma; razón por la cual se determinan factores de seguridad en elementos de la maquina roladora de perfiles. Esto es de suma importancia debido a que los operadores estarán vulnerables a cualquier falla o desperfecto del sistema. Así mismo; se deben garantizar que los fenómenos visualizados en el proceso se cumplan en base a lo descrito teóricamente y a las normas de fabricación, obteniendo resultados confiables.

1.3.5 Adquisición de Equipos y Materiales para la Construcción:

La adquisición de equipos y materiales son factor determinante en el diseño; de esto depende la calidad y vida útil del sistema. Por lo tanto; se requiere que los materiales sean de fácil adquisición, resistentes, económicos y duraderos con la finalidad de conseguir una reducción de costos; de esta forma lograr una mejora sustancial en la obtención de materiales para la mecanización de los de elementos que conformará la máquina. Debido a esto; es importante destacar que todos los materiales se encuentren en el mercado local.

1.3.6 Material de los rodillos para rolar.

Los rodillos son el elemento más importante en cuanto a vida útil como a costos por ende el material usado preferentemente para los rodillos es el acero AISI 1018, AISI C 1045 forjado o simplemente el AISI 1045 tratado térmicamente, ya que estos rodillos son sometidos a desgaste, en caso de esfuerzos extremos se usa AISI 4340 o similares y son diseñados de manera que ofrezcan una rápido y fácil reemplazo.

1.3.7 Componentes disponibles de la máquina roladora de perfiles.

Ya que nuestro país no tenemos un mercado muy abierto para la compra de diversos componentes que conforma la maquina roladora de perfiles, se ve obligado muchas veces traerlo desde el extranjero por lo cual sus costo se elevan. Para este tipo de maquina los elementos más comunes existente en el mercado según la cotización que se hizo en

diferentes ferretería, centro autorizados pos SKF, etc. Fueron: chumaceras; Pernos; tuercas; arandelas; Sprockets con su cadena; engranajes; tubo cuadrado para la estructura; barras de aceros para la fabricación de los ejes, rodillos y tornillo de potencia; cuñeros; motor reductor y otros materiales para su construcción.

1.4 CRITERIOS DE EVALUACIÓN.

Los criterios de evaluación que se plantean para el diseño de la maquina roladora de perfiles, se basan en tres opciones de diseño que cumplen con los parámetros necesarios para su diseño, con la finalidad de evaluar cada una de ellas; así, de esta forma seleccionar la más indicada y la más óptima que maximice las ventajas y minimice las desventajas.

1.4.1 Opción 1:

Esta opción se basa en un sistema manual, conformada por una palanca y un eje de rotación. La máquina responde en primer momento a la demanda básica de cualquier taller o pequeña industria en la que su producción sea baja; ya que la fuerza y potencia necesaria para rolar perfiles será generado por el operador. La máquina estará compuesta por una estructura metálica en forma de mesa, dado que servirá como base para el montaje de todos los componentes del diseño. Entre los mecanismos que conformaran el equipo están: tres rodillos soportados en una plancha de hierro de forma vertical con configuración triangular; donde el superior se mantendrá fijo, será accionado a través de un sistema mecánico que le proveerá fuerza y sentido de rotación por medio de una palanca; mientras que los inferiores serán móviles. Cada uno se desplazará de manera independiente por medio de unas correderas horizontales siendo ajustados con tornillos de sujeción que le dará el ajuste necesario de acuerdo al diámetro de la tubería y el radio de curvatura que sea requerido.

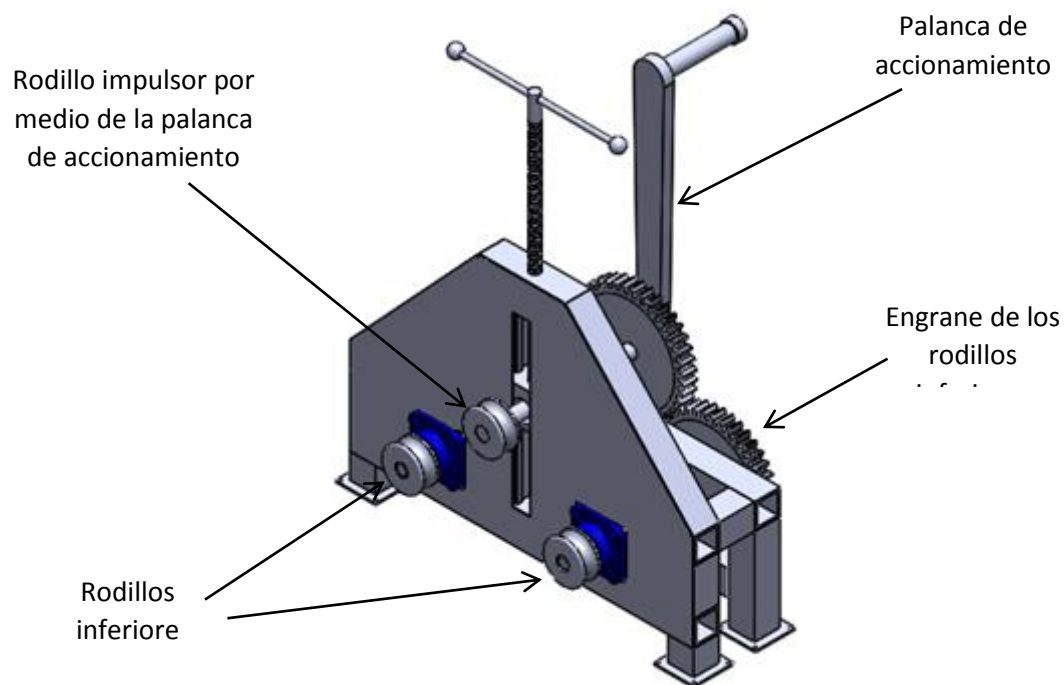


Figura1.4.Roladora Manual (Vista Isométrica)

Fuente: Solid Works

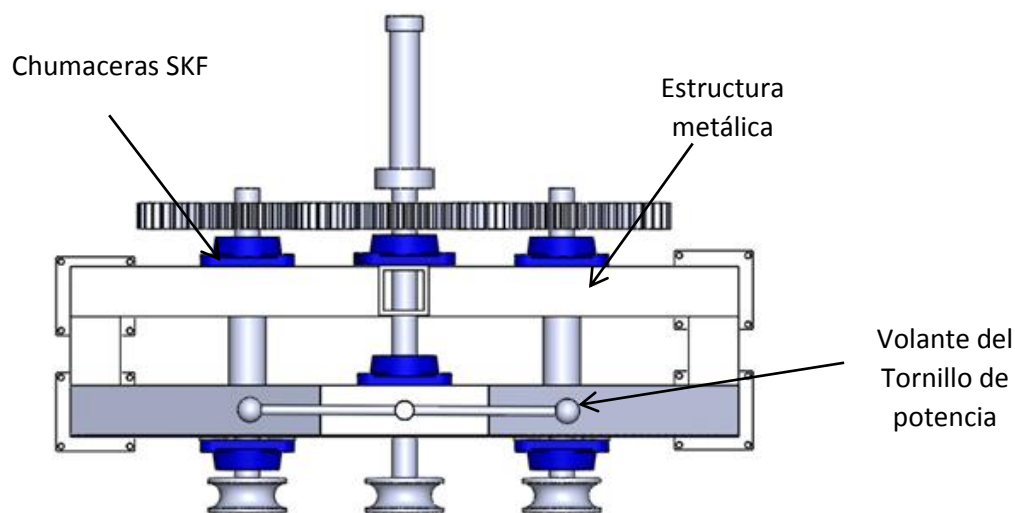


Figura 1.5.Roladora Manual (Vista de Planta)

Fuente: Solid Works.

Ventajas y desventajas de diseño de la máquina roladora Manual		
No	Ventajas	Desventajas
1	Es de fácil funcionamiento ya que no requiere de algún tipo de adiestramiento para operar la máquina	Se debe realizar un pre- curvado al material que el mismo este en contacto con los 3 rodillos a la hora de accionar la palanca.
2	Es una máquina de accionamiento manual por lo que no se requiere de energía eléctrica para su funcionamiento	El tubo que se desea doblar tendrá que ser considerado por ser un sistema mecánico ya que el operador se esforzara más a medida que aumenta el espesor
3		El proceso es lento, por lo que disminuye la producción y requiere más horas hombres

Tabla 1.1 Ventajas y desventajas de diseño de la máquina roladora Manual.

Fuente: Robert Norton.

1.4.2 Opción 2:

La segunda opción estará basada en un sistema semiautomático con tres rodillos; dos móviles y uno fijo, uno en la parte superior y dos en la parte inferior, el rodillo superior será impulsado por medio de un motor eléctrico de modo que le dará sentido de giro a la derecha y a la izquierda el cual estarán alternados en forma de triángulo. Para regular el radio de curvado, los rodillos inferiores podrán ser ajustados y trasladarse por medio de correderas verticales, el cual podrán moverse hacia arriba y hacia abajo independientemente con la ayuda de un tornillo sin fin. El rodillo superior es el que estará acoplado por medio de un eje con un engrane, el cual será engranado con el piñón del reductor en la que podrá girar una velocidad menor a la que genera el motor eléctrico, para esto el motor estará conectado a una caja de reducción de velocidad con el fin de disminuir la velocidad de entrada.

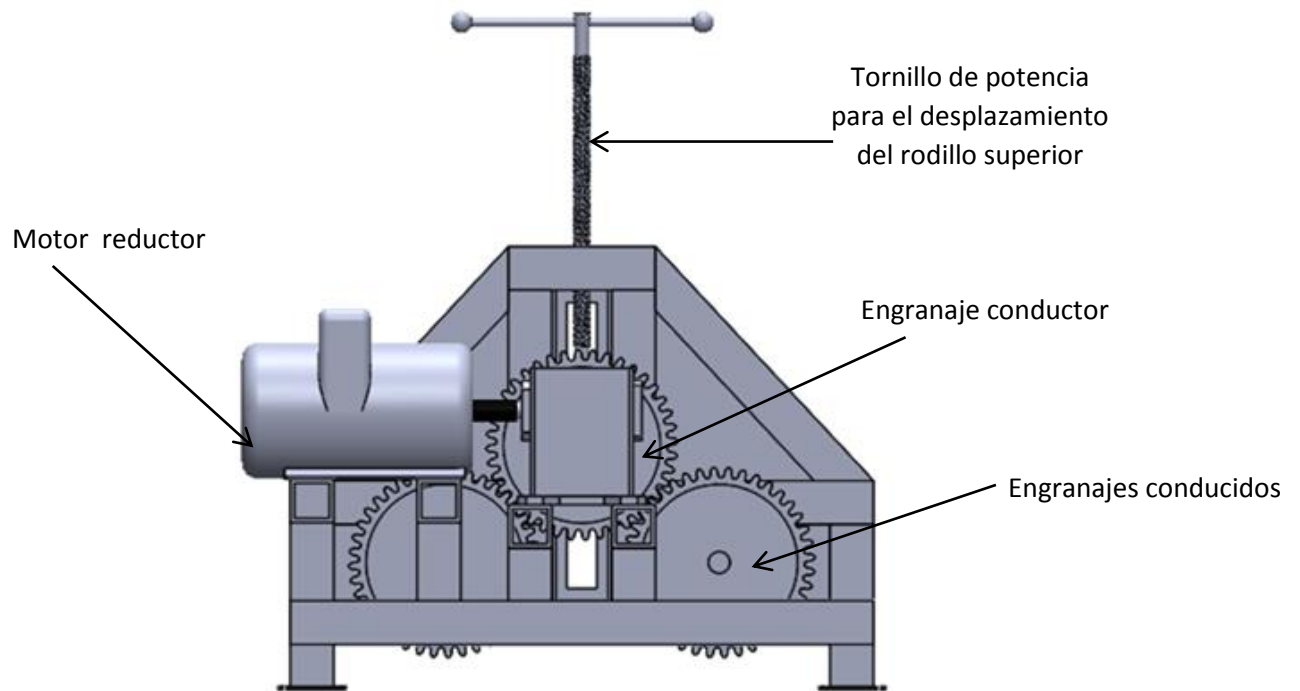


Figura 1.6. Roladora Semiautomática con Transmisión de Engrane (Vista Posterior).

Fuente: Solid Works.

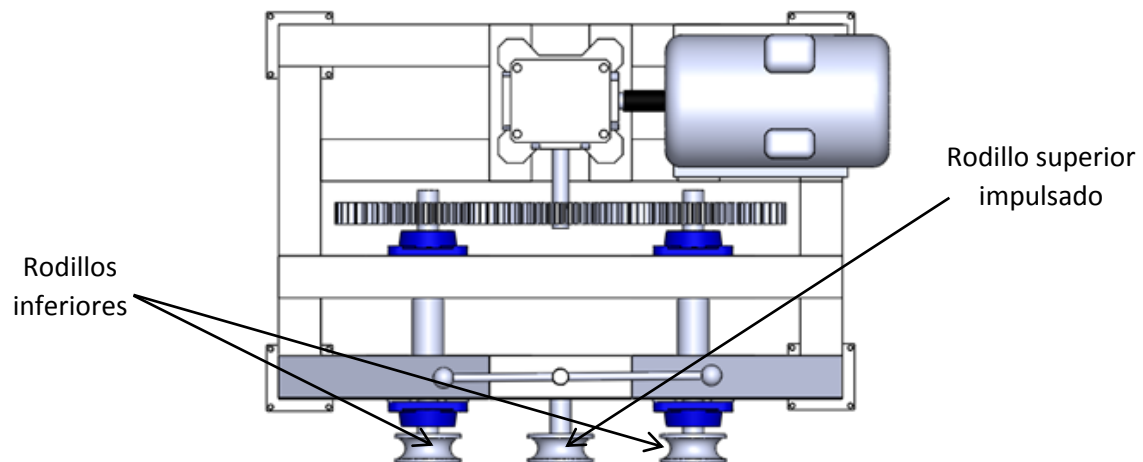


Figura 1.7. Roladora Semiautomática con Transmisión de Engrane (Vista de planta).

Fuente: Solid Works.

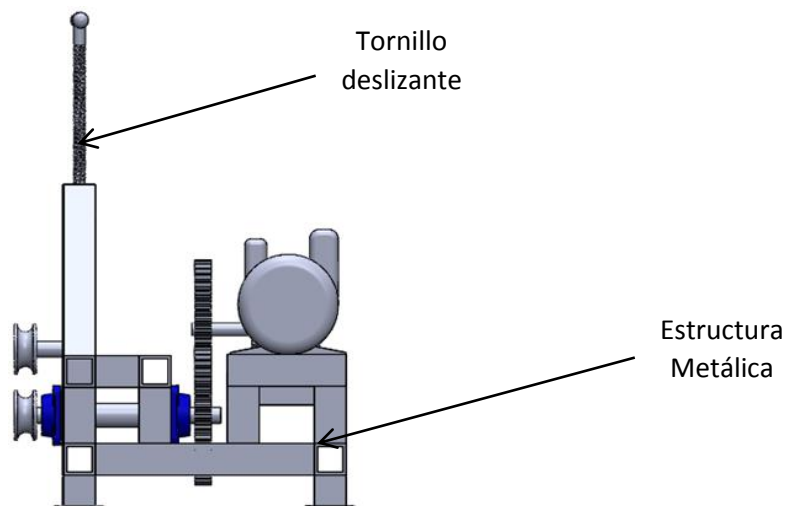


Figura 1.8. Roladora Semiautomática con Transmisión de Engrane (Vista lateral).

Fuente: Solid Works.

ventajas y desventajas de diseño de la maquina roladora Semiautomática con Transmisión de Engrane		
No	Ventajas	Desventajas
1	Sera de fácil operación por ser un sistema semiautomático.	Todos los elementos de la máquina son de alto costos de fabricación como por ejemplo la caja de reducción, motor eléctrico y fabricación de engranes
2	No requiere de un mantenimiento sofisticado.	El equipo solo puede operar en ambientes donde se cuente con energía eléctrica o plantas eléctricas.
3	Por contar con un sistema de transmisión de engrane el diseño de la maquina será más compacto.	Ya que los inferiores se trasladan independientes, será complejo calibrar ambos a una medida exacta para formar círculos sin margen de error.

Tabla 1.2. Ventajas y desventajas de diseño de la maquina roladora Semiautomática con Transmisión de Engrane.

Fuente: Norton.

1.4.3 Opción 3:

Tenemos Como tercera opción; una máquina similar a la anterior en cuanto al accionamiento; ya que será semiautomática. Con la diferencia, que será por medio de un motor reductor en conjunto con un sistema de transmisión de cadena, encargada de transmitir la potencia y velocidad necesaria para vencer la resistencia que opone el tubo a ser deformado, donde facilitará el trabajo al operador y el procedimiento en la obtención de productos terminados. Por lo general estos equipos cuentan con un diseño estructural, especial para soportar todos los elementos que lo conforman, de este modo realizar un trabajo ergonómico, por esto se crea una estructura metálica resistente que soporte todos los mecanismos del diseño como: motor reductor, ejes, rodamientos, sistema de transmisión de cadena, rodillos rodadores, tornillo para trasladar el rodillo superior y deslizante, entre otros. De manera detallada, se fabricará una estructura soldada de tubos cuadrados, que servirá como base para el montaje de cada uno de los componentes del sistema. Al mismo tiempo; en la parte frontal de la máquina se le adaptarán dos rodillos alargados de forma cilíndrica; uno de ellos para evitar el contacto del material que se va a doblar con la máquina, y el segundo rodillo que se encargará de descentrar un extremo del canalillo con respecto al otro, cuya función será darle forma de espiral al tubo al momento de salir del proceso de encorvado.

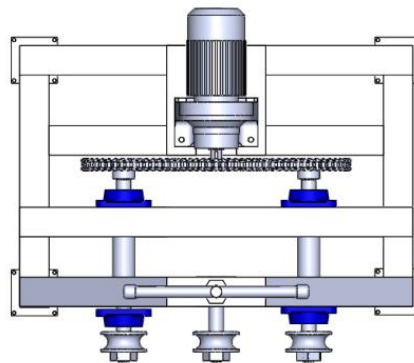


Figura 1.9. Roladora Semiautomática con Transmisión por cadena (Vista de planta).

Fuente: Solid Works

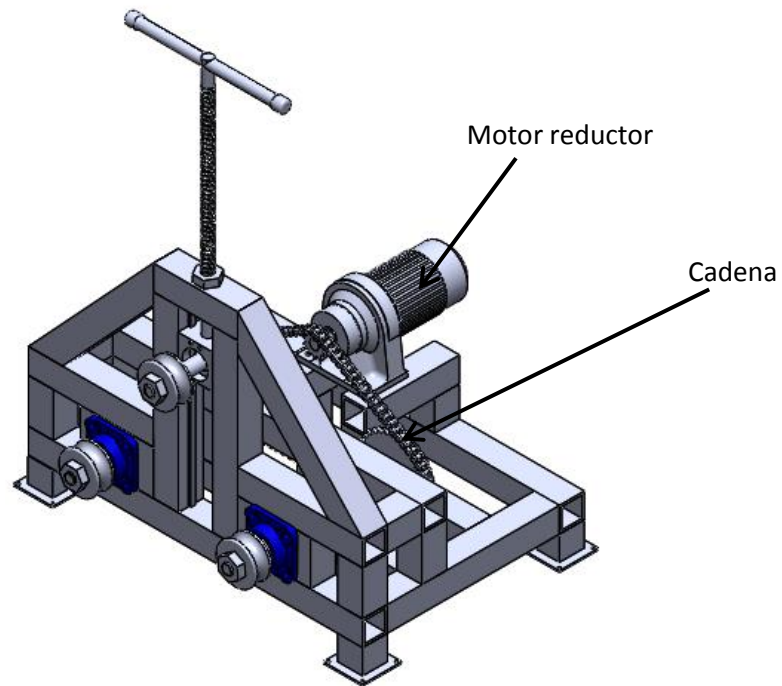


Figura 1.10. Roladora Semiautomática con Transmisión por cadena (Vista Isométrica).

Fuente: Solid Works. .

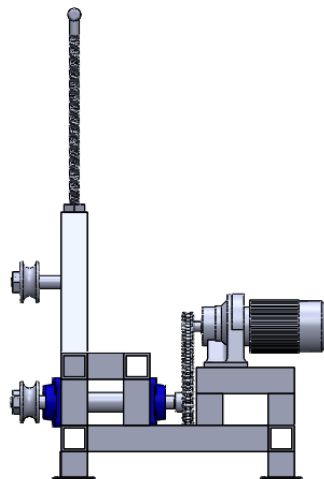


Figura 1.11. Roladora Semiautomática con Transmisión por cadena (Vista de perfil).

Fuente: Solid Works.

Ventajas y desventajas de diseño de la maquina roladora por engranajes		
No	Ventajas	Desventajas
1	Facilitará el trabajo del operador ya que no genera desgaste físico.	Su mantenimiento debe ser constante para mantener el sistema lubricado.
2	De acuerdo a la configuración de los rodillos, podrá doblar tubos de diferentes diámetros, dando forma tanto circular como de espiral.	
3	No requiere de un mantenimiento riguroso.	
4	Es un método eficiente para transmitir potencia mecánica, dado que los dientes de las ruedas dentadas evitan que la cadena se resbale.	
5	Seguridad de funcionamiento y larga duración, soportando sobrecargas sin precisar más que una escasa vigilancia.	
6	Pueden transmitir potencia entre distancias grandes entre centros.	

Tabla 1.3. Ventajas y desventajas de diseño de la maquina roladora Semiautomática con Transmisión por cadena.

Fuente: Robert Norton.

1.5 Selección de la opción de diseño.

Cabe destacar que las principales diferencias entre estas propuestas de diseño, es su sistema de transmisión de potencia. Entre ellas tenemos: sistema manual para la opción 1, semiautomático con transmisión de engranes para la opción 2 y, semiautomático con transmisión de cadena para la opción 3. La selección de la misma se basará únicamente en las consideraciones de diseño sugeridas por el cliente y la empresa, las cuales explicaron con anterioridad, como lo son: Tamaño, mantenimiento, sistema de accionamiento, seguridad, adquisición de equipos y materiales para la construcción. Este análisis se realizó con el fin de obtener estos parámetros específicos y acordes con la realidad, debido a que el equipo será construido bajo las premisas antes descritas. Por otra parte; la escala asignada a cada criterio de diseño para su respectiva evaluación va

de un rango comprendido entre 1 y 5; donde la escala valorativa se distribuyó de la siguiente manera: Deficiente (1), Regular (2), Bueno (3), Muy bueno (4) y Excelente (5). Cabe destacar que dichos criterios fueron tomados bajo el juicio de la evaluación de opciones dictadas por el Robert Mott. Véase tabla 1.4.

Selección de las opciones de diseño					
Consideraciones	Deficiente =1	Regular = 2	Bueno = 3	Muy bueno = 4	Excelente = 5
Factores a considerar	opciones				
	Sistema manual	Sistema por transmisión de engranes	Sistema por transmisión de cadena		
Tamaño y peso	3	4	5		
Bajos costos de operación y mantenimiento	3	4	4		
Sistema de Accionamiento	1	4	4		
Seguridad	4	3	4		
Adquisición de Equipos	5	2	3		
Usar materiales y componentes de fácil compra	3	3	3		
Facilidad de manufactura	3	2	3		
Facilidad de servicio o de reemplazo de componentes	2	3	4		
Facilidad de operación	2	4	4		
Bajo costo inicial	3	2	3		
Silencioso y con poca vibración	5	4	3		
funcionamiento suave	2	3	4		
Uso prudente de partes de diseño único	3	2	3		
Apariencia atractiva y adecuada a la aplicación	3	3	3		
Totales	42	43	50		

Tabla 1. 4. Selección de las alternativas de diseño

Fuente: Robert L Mott

Ahora bien; tomando en cuenta el análisis cuantitativo, las consideraciones, ventajas y desventajas de cada una de las alternativas mencionadas con anterioridad; las cuales fueron definidas para el diseño, se optó por seleccionar el sistema por transmisión de cadena (opción # 3), ya que cumple con los requerimientos óptimos que se han exigido;

entre los que se destacan: seguridad, mantenimiento y por ultimo; pero no menos importante el tamaño y peso de la máquina.

Es de importancia mencionar; que su mantenimiento no representa un costo elevado pero si necesario para su operación. Ya que se basa en limpiar los elementos que lo conforman, mantener lubricado el sistema de transmisión, elementos rodantes, entre otros. Los materiales y equipos son más accesibles para esta alternativa, ya que se encuentran disponibles en el mercado regional y nacional.

1.6 Descripción de la opción seleccionada.

1.6.1 Estructura

El montaje de los elementos y equipos que conforman la roladora estarán situadas en un arreglo fabricado de tubos estructurales. Toda la máquina estará compuesta por tubos de perfil cuadrado de 2 in soldado, lo cual serán lo suficientemente resistentes para soportar todos los componentes de la máquina. Las dimensiones preliminares que tendrá la estructura, oscila en un promedio de 760mm de ancho por 65mm de profundidad y 1300mm de alto.

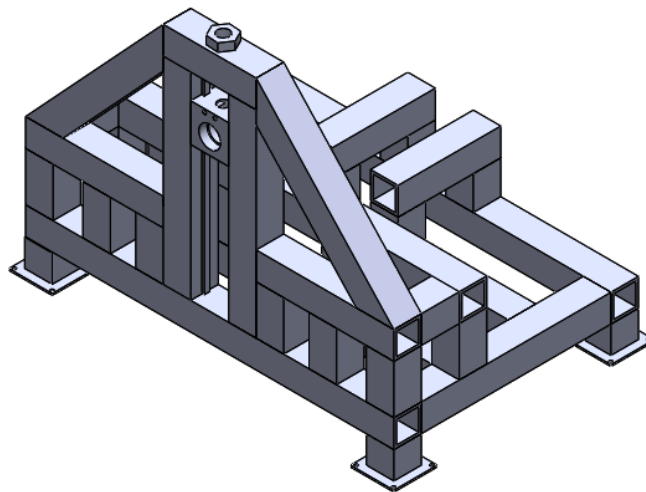


Figura 1. 12. Estructura de máquina roladora Semiautomática con transmisión de cadena (Vista Isométrica)

Fuente: Solid Works.

1.6.2 Sistema de transmisión:

El sistema de transmisión es el que va a aumentar el par motor del motor reductor, este va a ser diseñado de acuerdo al cálculo del momento flector necesario para que se pueda doblar los perfiles; va estar formado por un sistema de transmisión por cadena, el cual se encargará de transmitir potencia a través de sus coronas dentadas, aumentando el par final; para que de esta forma pueda vencer la rigidez del material y lograr el curvado del tubo sin mayor esfuerzo.

1.6.3 Sistema de accionamiento

Este equipo contará con un sistema de accionamiento semiautomático. Esto facilitará la producción logrando la satisfacción del cliente; ya que tendrá un buen rendimiento en sus operaciones en cuanto al tiempo y procedimientos en la obtención de productos terminados. Este accionamiento se logra por medio de un motor eléctrico con reducción de velocidad, encargado de transmitir la potencia necesaria; facilitando el modo de operar el equipo sin generar desgaste físico.

1.6.4 Rodillo de rolado:

Son los que se encargan de albergar los perfiles durante el proceso de rolado, ajustándose a sus dimensiones. Los rodillos son los que transmiten la carga, reciben la potencia y efectúan el movimiento de rolado. Se puede decir que; estos elementos tienen gran importancia en la máquina roladora, debido a que es el encargado de realizar el doblado de los perfiles; durante el proceso de mecanizado de la pieza.

1.7 Metodología a seguir para lograr los objetivos propuestos.

Primeramente se determina la fuerza de doblez requerida para doblar los diferentes perfiles, mediante los criterio de deformación plástica; luego se procede a determinar el motor de la maquina roladora de perfiles, aplicando el teorema de trabajo y energía en el sistema; luego se diseña los ejes de los rodillos, determinando su diámetro, vida útil, material y deflexión aplicando las condiciones de resistencia; de la misma manera se procede a diseñar cada componentes de la maquina roladora con su carta tecnológica.

CAPÍTULO II- SELECCIÓN DEL MOTOR REDUCTOR Y SISTEMA DE TRANSMICION POR CADENA DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.

En éste capítulo se procede a realizar los cálculos para la potencia y selección de del motor y sistema de transmisión que conforman la máquina roladora de perfiles, tomando como base el material y las dimensiones de perfiles estructurales comerciales que se van a curvar.

La máquina deberá ser capaz de rolar tubos y perfiles angulares, en este caso tomamos como parámetro un perfil de tubo circular desde un intervalos de 1/8 a 1 pulgadas de diámetros, con 2.6 mm de espesor como máximo ya que este presenta mayor límite de fluencia que los perfiles angulares y se necesita mayor potencia para deformar un tubo circular que un perfil angular. Cabe destacar que los cálculos se harán en base a un perfil circular con un diámetro máximo y con el espesor ya mencionado, así de esta forma garantizar un buen funcionamiento en la misma, de tal manera que cualquier otro diámetro que se encuentre dentro del intervalo podrá ser rolado sin ninguna dificultad.

2.1 Estudio de rolado con rodillo².

Existen varias hipótesis que se deben considerar para el estudio de rolado de perfiles:

- a) El proceso se lleva a cabo en la zona plástica de los materiales.
- b) El análisis de deformación se lleva a cabo, suponiendo que estos son elato-plásticos perfectos.
- c) El rolado tiene que ver con la teoría de la barra simplemente apoyada con Carga puntual.
- d) Las secciones planas siguen permaneciendo planas aún durante la deformación plástica.

El estudio será hecho para una roladora de perfiles, que se asemeja a un triángulo isósceles, que es el tipo de máquina que se construye mediante este proyecto.

² Hibbeler, Mecánica de materiales 8va ed.

“Durante el rolado, aparecen fuerzas adicionales a las del doblado como la fricción, sin embargo solo se analizan aquellas que provocan la deformación.”

2.2 Parámetros de la interacción rodillos-pieza de trabajo.

Es importante porque sirve para determinar la fuerza de doblado, espesor del material a doblarse, el ángulo máximo y radio de curvatura de la pieza doblada. (Figura 2-1) Los parámetros obtenidos son:

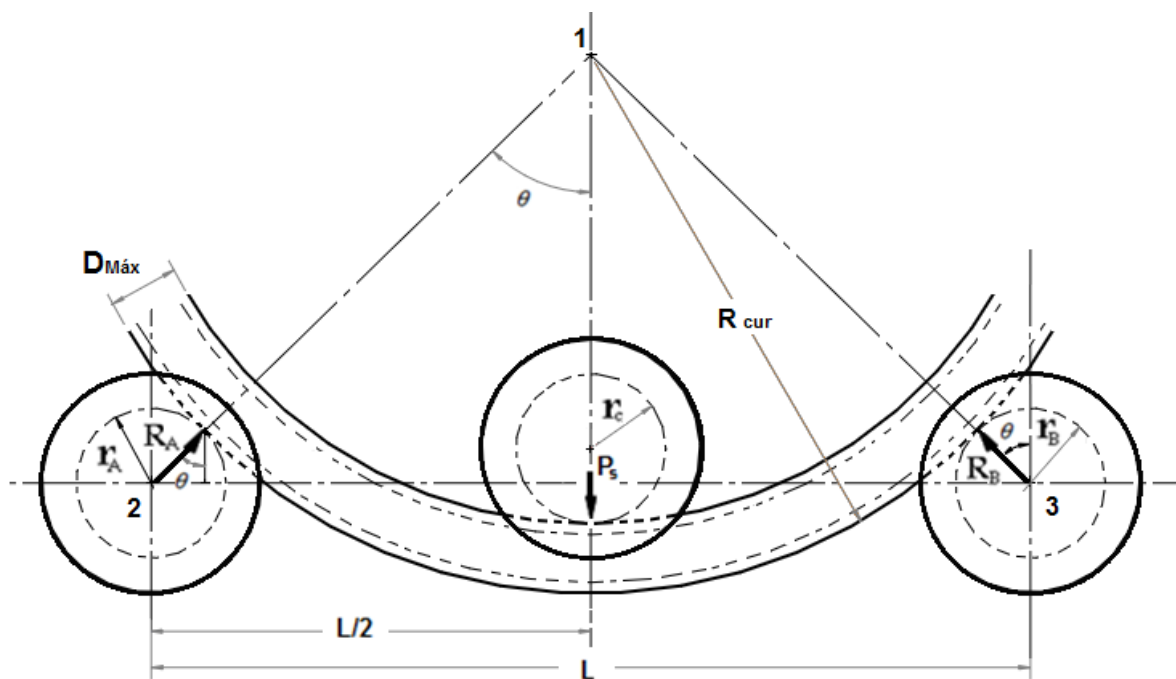


Figura 2.1: Parámetros rodadora

Fuente: Propia, Solid Works.

P_s : Fuerza de doblado aplicada en el eje de simetría

R_A Y R_B : Reacciones a la fuerza de doblado que aparece radialmente en los rodillos inferiores.

θ : Ángulo comprendido entre la normal al rodillo en el punto de contacto con el tubo y la vertical.

L : Distancia entre centro de los dos rodillos.

R_{cur} : Radio de curvatura del tubo doblado.

D_{max} : Diámetro de la tubería máximo a doblar³.

2.3 Variación del ángulo (θ).

Es necesario conocer los límites entre los cuales varia el ángulo θ . de la figura 2.2 se establece que puede variar desde cero grados para la posición en la cual no está deformado el tubo y un máximo cuando se realiza un doblado (en este caso el rodillo superior baja al punto muerto inferior).

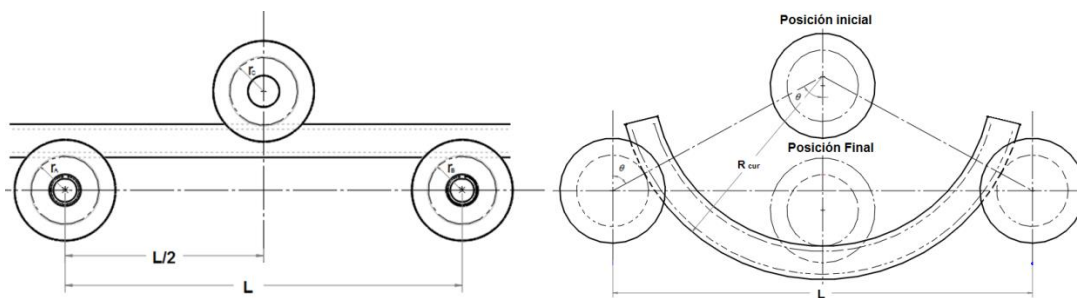


Figura 2.2: Variación de ángulo θ

Fuente: Solid Works.

Para determinar el radio de curvatura y el ángulo comprendido entre la normal al rodillo en el punto de contacto con el tubo y la vertical, se hizo un croquis simulado en la maquina mediante el programa de solid works tomando un diámetro en los rodillos de 80 mm⁴, se determina que el radio es de 154.94mm en el exterior del tubo y 124.94mm en el interior del tubo y para el ángulo es de 61.4 grados (ver figura 2.3).

⁴ en este caso se tomó un perfil circular

⁴ se selecciona ese diámetro como decisión de diseño, tomada de máquina actualmente existente en la empresa, que operan para el doblado de tubos con diámetros menores o iguales a pulgada.

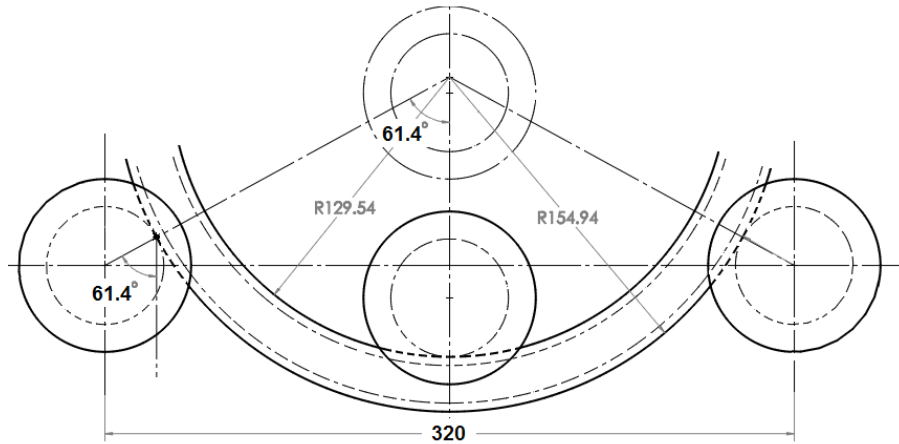


Figura 2.3: Radio de curvatura y el ángulo comprendido entre la normal al rodillo en el punto de contacto con el tubo y la vertical

Fuente: Solid Works.

2.4 Determinación de la fuerza para el doblado de perfiles.

Un primer aspecto importante para el doblado, es la magnitud de la fuerza, momento o potencia requeridos para realizar dicha operación. El estudio de las fuerzas, permite dimensionar, construir y escoger los materiales apropiados.

La fuerza de doblado se define como aquella capaz de provocar en el material su momento límite; esto es, lograr que el límite de fluencia se propague por toda la sección transversal de la pieza y pueda así el material ser deformado plásticamente, adquiriendo un radio de curvatura determinado. Por dicha razón se realizaron los cálculos en base a un perfil circular ya que este presenta un mayor límite de fluencia que los otros perfiles; y también en función del diámetro máximo dentro del intervalo establecido.

Desde el punto de vista de la resistencia de materiales, los tubos a doblarse, se considera como una viga simplemente apoyada, en la que los soportes son los rodillos inferiores y la carga aplicada lo ejerce el rodillo superior. (Figura 2.4)

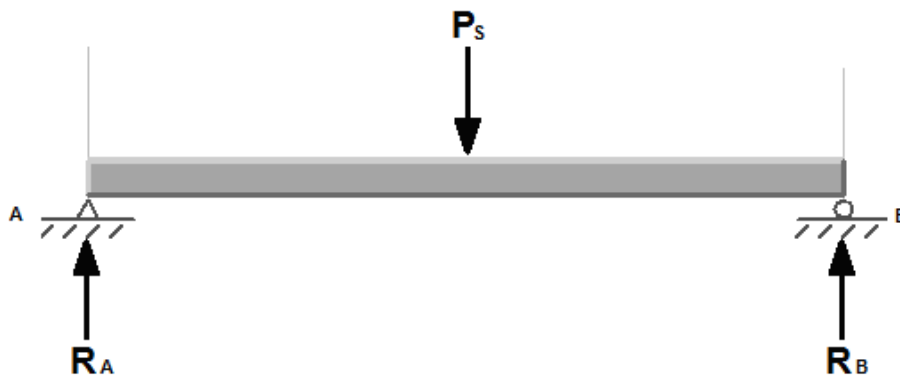


Figura 2.4. Viga simplemente apoyada con carga puntual

Fuente: MD Solids.

El análisis de las fuerzas que intervienen en los tres rodillos está representada en la (figura 2.5) la misma que muestra dos reacciones inferiores R_A, R_B y una fuerza Superior P_s , las cuales pueden ser esquematizadas aún más para facilitar la obtención de la distribución del momento flector.

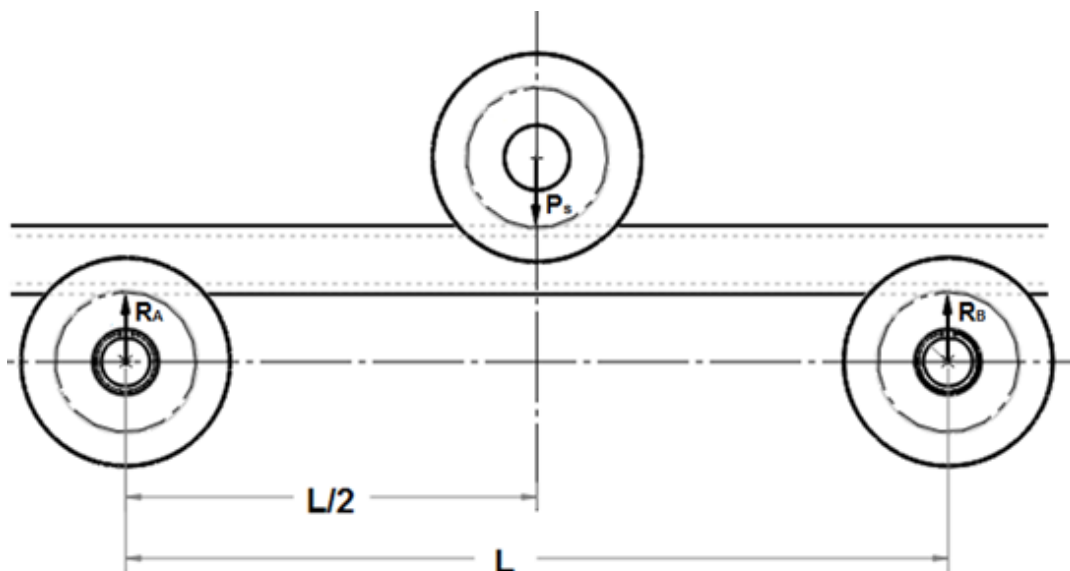


Figura 2.5 Diagrama de cuerpo libre en el tubo

Fuente: Solid Works.

De la (figura 2.6) del momento flector se obtiene que el máximo se encuentra localizado en la parte media de la viga, donde se producirá el momento límite que provocará el doblado.

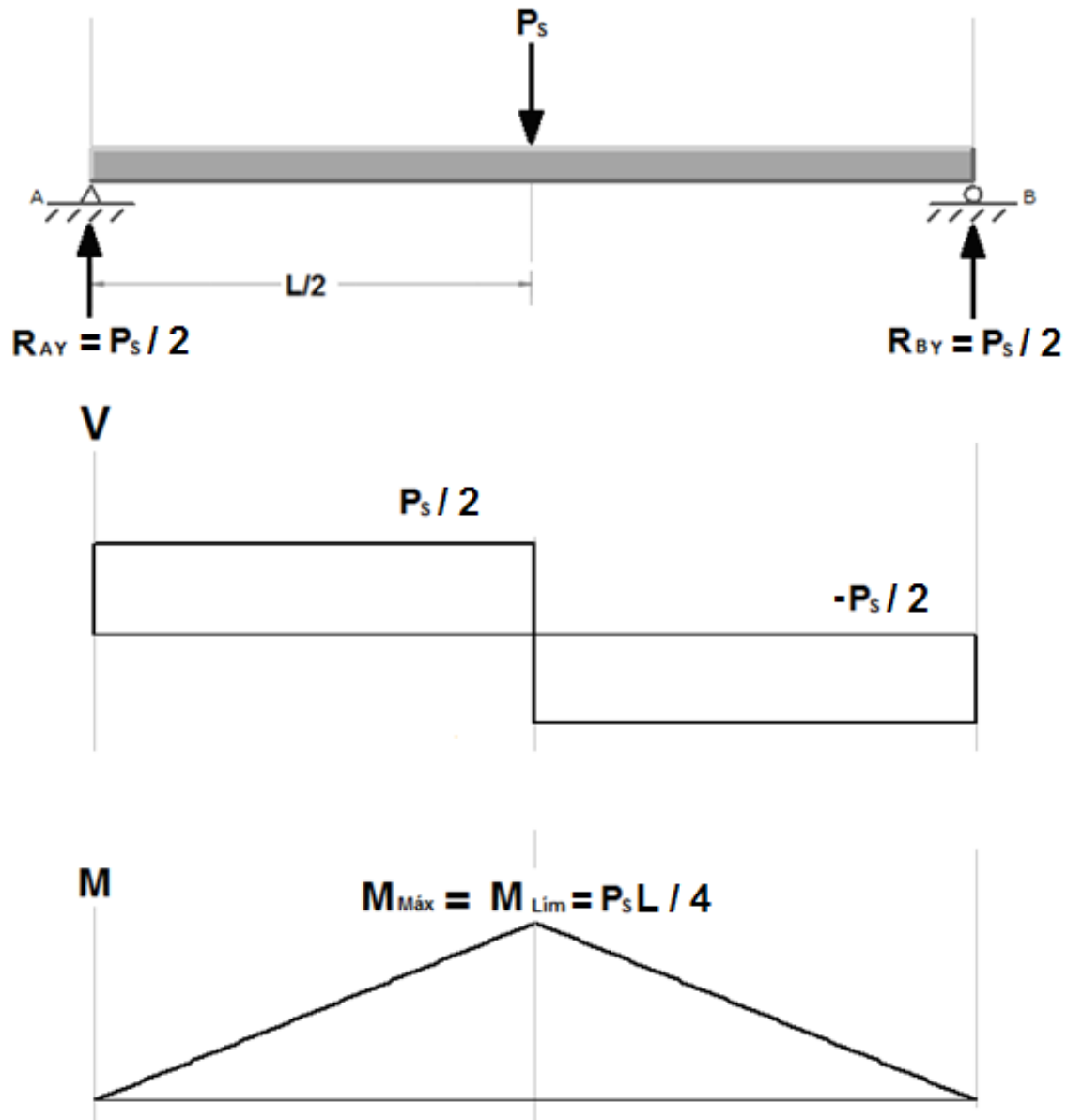


Figura 2.6: Viga simplemente apoyada con carga puntual.

Fuente: MD Solids.

2.5 Distancia entre centro de los rodillos inferiores⁵.

La distancia a entre centro de los dos rodillos inferiores se tomó de 320mm de longitud, al igual que el diámetro de los rodillos se consideró en base a la máquina ya existente en la empresa aerobombas de mecates (AMEC) y también bajo las siguientes finalidades:

- Que exista una separación suficientemente necesaria entre cada uno de los rodillos; teniendo en cuenta el tamaño de los tubos y angulares, para que así se puedan rolar con la menor potencia posible.
- Para ahorrar espacio, para trabajar con la menor cantidad de material posible al construir la estructura.

2.6 Parámetros para el diseño de la roladora de perfiles.

Los parámetros fundamentales que se tomaron en cuenta para el diseño de la roladora de perfiles son: radio del rodillo superior, radios de los rodillos inferiores, la separación entre centros de estos dos últimos y material a rolar.

2.7 Material de los tubos o perfil angular para las prácticas de rolado.

El material tubos redondos que se utilizará para las prácticas de rolado es básicamente de acero ASTM A36 con un **$S_y = 250\text{MPa}$** (ver tabla 1 anexo 1), cuyo tamaño máximo es de 1 pulgadas de diámetro y 2.6mm de espesor (ver tabla 2 anexo 1). Antes de cada operación tener en cuenta que las propiedades del material a rolarse sea uno de los aquí recomendados para no forzar la máquina.

La ductilidad y la plasticidad del material indican que se puede deformar con mayor facilidad siendo esta una característica importante en el proceso de conformado de tubería metálica.

- **Diámetro máximo del tubo:**

$$D = 1 \text{ pulg} = 25.4 \text{ mm}$$

⁵ Se toma la misma ecuación para determinar la distancia entre centro ente las ruedas de cadenas.

- **Momento de inercia del tubo:** (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

Para un tubo de 1 pulgadas y 2,60mm. De tabla 26, anexo 1 se obtiene:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(25.4mm)^4}{64} - \frac{\pi(20.2mm)^4}{64} = 12258.8 \text{ mm}^4$$

- **Momento flector o límite necesario para deformar los tubos:**

Tanto el extremo inferior y superior del tubo $Y = D/2 = 12.7mm$.

$$M_{lim} = S_y \cdot \frac{I}{Y} = \frac{(250 \text{ N/mm}^2)(12258.8 \text{ mm}^4)}{12.7mm} = 241314.96 \text{ N.mm}$$

- **Fuerza necesaria para el doblado de los tubos:**

Considerando una viga doble apoyada en los extremos con carga puntual en el centro por la tabla 18, anexo 1, para $X=L/2$

$$P_s = \frac{4M_{lim}}{L} = \frac{4(241314.96 \text{ N.mm})}{320mm} = 3000 \text{ N} = 3 \text{ KN}$$

Para que los tubos sean doblados requiere que el rodillo aplique una fuerza de 3 KN como mínimo, se consideró determinar los parámetros restantes para una fuerza mayor a la mínima requerida para asegurar que dicho tubo sea deformado.

$$P_s = 3 \text{ kN}$$

- **Reacción generada en los rodillos inferiores:**

Para una viga doble apoyada en los extremos con carga puntual en el centro por la tabla 18, anexo 1.

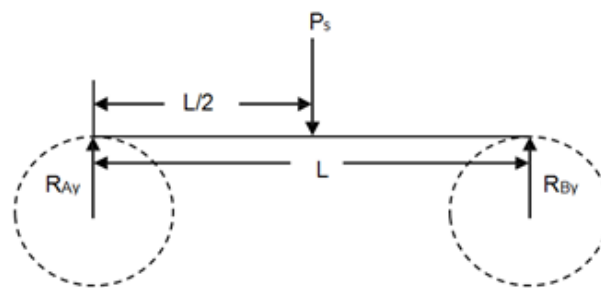


Figura 2.7: Diagrama de cuerpo libre en el tubo.

Fuente: Solid Works.

$$R_{Ay} = \frac{P_s}{2} = 1.5KN \quad y \quad R_{By} = \frac{P_s}{2} = 1.5KN$$

2.8 Determinación de la potencia requerida para el rolado.

Los tubos o perfiles angulares serán desplazados por medio de los rodillos inferiores mediante accionamiento mecánico, la potencia necesaria se encuentra definida por la fricción existente entre el tubo y los rodillos, que forman parte de la máquina. Resulta oportuno mencionar que; el material de los rodillos será Acero 1040 CD (como se muestra en el capítulo IV); siendo el mismo un material adecuado para evitar el desgaste en el tubo durante el proceso de rolado.

- **Fuerza normal ejercida por cada rodillo inferior:** (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$P = R_{By} = \frac{P_s}{2} = 1.5KN$$

- **Coeficiente de roce estático:** (Diseño de máquinas, Robert Norton)

El coeficiente de rozamiento estático fue tomado en consideración a través de las tablas de coeficientes de fricción en algunas combinaciones de materiales para aceros, sobre aceros. (Ver tabla 3, anexo 1) $\mu_s = 0.23$

- **Fuerza de fricción estática:** (Dinámica, Beer Johnston)

$$F_{rs} = \mu_s * P_i = (0.23)(1.5KN) = 0.35KN$$

Dónde: P_i : Fuerza normal. Y F_{rs} : Fuerza de fricción estática.

- **Diámetro de los rodillos**

El diámetro de los rodillos fue asumido como una decisión de diseño, tomada de máquinas existente que operan para rolar tubos con diámetro menores o iguales de una pulgada. $\varnothing = 80\text{mm}$

- **Torque generado en el rodillo:** (Dinámica, Beer Johnston)

$$T = \frac{F_{rs}\varnothing}{2} = \frac{(0.35\text{KN})(80\text{mm})}{2} = 14\text{Nm} = 124\text{Lb}_f\text{in}$$

- **Velocidad de rotación de los rodillos:**

La velocidad de rotación debe ser muy lenta; esto con el propósito que el operador pueda supervisar cuidadosamente el proceso de rolado. Resulta oportuno mencionar que muchas maquinas roladoras del mercado⁶ giran a una velocidad promedio de 20 rpm, por lo que se consideró asumir dicha velocidad de rotación para garantizar la confiabilidad al diseño.

$$\eta = 20 \text{ rpm}$$

- **Potencia requerida por cada rodillo:** (Dinámica, Beer Johnston)

$$P = \frac{T \eta}{63000} = \frac{(124\text{Lb}_f\text{in})(20\text{rpm})}{63000} = 0.04\text{hp}$$

- **Potencia total requerida:**

Al tratarse de 2 rodillos que desplazarán el material al rolar

$$P_{Total} = 2P = 2(0.04\text{hp}) = 0.08\text{hp}$$

2.9 Preselección del motor reductor.

Primeramente se hace una preselección del motor reductor con la potencia requerida anteriormente calculada, como todavía no se conoce la masa, diámetro y el momento de inercia de las ruedas de cadena se desprecia las pérdidas de energía en la transición, una vez que conozcamos las propiedades físicas de la cadenas antes mencionada se

⁶ Tomada de una roladora del taller Sabina de ingeniería.

determinara las pérdidas de energía y se notará si es el motor adecuado para la maquina roladora.

La potencia requerida para impulsar los rodillos es de 0.08 hp. Se consideró seleccionar un motor reductor comercial con una potencia de operación mayor de la requerida para asegurar que el material al rolar sea desplazado sin problema. Las características del motor se presentan a continuación (ver tabla 4, anexo 1):

Especificaciones del motor reductor	
Marca	CYCLO 6000 Gearmotors
Potencia	1/4 hp
Voltaje	220 V
Modelo	CNHM02-6070/5Y
velocidad de salida	60.3rpm
Torque de salida	266Lb-pulg
Factor de servicio	1.13
Frecuencia	60HZ
Relación de Transmisión	29
Carga en voladizo	397 Lb
Peso	15Lb
Opción Trabajo inversor	AV

Tabla 2.1 Especificaciones del motor reductor

Fuente: Catalogo CYCLO® 6000 Gearmotors.

El sistema de conexión de este motor reductor se muestra en tabla 7 y 8, anexo 1. Las dimensiones de muestran en tabla 6, anexo.

2.10 Sistema de transmisión.

El sistema de transmisión que se dispuso es mediante cadena que está compuesta por 3 Sprocket o catarinas, dos del mismo diámetro, tiene fácil adquisición en el mercado local. (Figura 4.1).

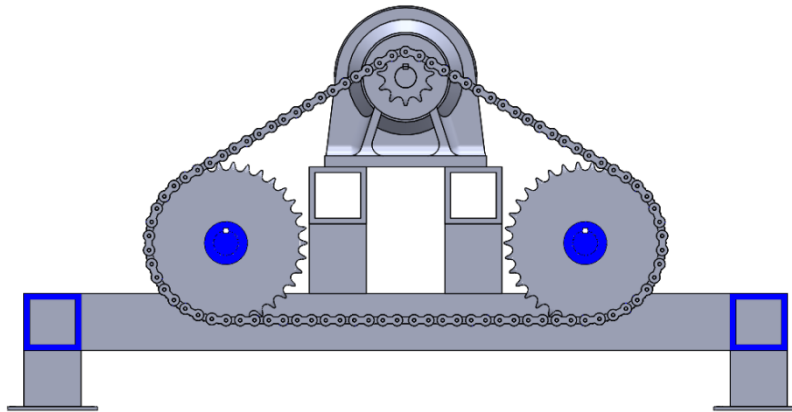


Figura 2.8: Sistema de Transmisión por cadena

Fuente: Solid Works.

La velocidad proveniente del motor reductor que es de 60.3 rpm y la velocidad requerida por los rodillos inferiores es de 20rpm.

- **Relación de velocidad** (Mott. L Robert, Diseño de elementos de máquinas)

Con la siguiente ecuación de terminamos la relación de velocidad:

$$RV = \frac{\eta_a}{\eta_b} = \frac{60.3 \text{ rpm}}{20 \text{ rpm}} = 3.015$$

- **Potencia de diseño** (Mott. L Robert, Diseño de elementos de máquinas)

Con la siguiente ecuación se determina la potencia de diseño:

FS: factor de servicio según catalogo es 1.13

$$P_{Diseño} = \frac{\eta T}{63000} * FS = \frac{(60.3)(266)}{63000} * 1.13 = 0.29HP$$

Si consultamos la tabla 11 (anexo 1) correspondiente a la capacidad de potencia podemos seleccionar el paso de la cadena. Para una sola hilera (ver anexo 2, plano 1), la cadena número 40, con P = 0.5 pulgadas parece ser la más adecuada. Con una Catarina de 11 dientes, la capacidad es 0.3215 hp a 60.3 rpm, por interpolación lineal. A esta velocidad se requiere lubricación tipo A (manual por goteo).

- **Determinación del número de dientes de las catarinas grandes:** (Mott. L Robert, Diseño de elementos de máquinas)

Con la siguiente ecuación de terminamos el número de dientes de las catarinas grandes:

$$N_b = N_a * RV = (11)(3.05) = 33.55 \text{Dientes}$$

Se utiliza el entero 34 *Dientes*

- **Relación de velocidad real** (Mott. L Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$RV_{real} = \frac{N_b}{N_a} = \frac{34}{11} = 3.1$$

- **Velocidad de salida real** (Mott. L Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$\eta_b = \frac{\eta_a}{RV_{real}} = \frac{60.3 \text{ rpm}}{3.1} = 19.51 \text{ rpm}$$

- **Diámetro de Paso de las catarinas**

Se determina mediante: (Mott. L Robert, Diseño de elementos de máquinas)

Para la Catarina pequeñas:

$$D_a = \frac{p}{\sin(180^\circ/N_a)} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\sin(180^\circ/11)} = 1.774 \text{ pulg} = 45.08 \text{ mm}$$

Para las catarinas grandes:

$$D_b = \frac{p}{\sin(180^\circ/N_b)} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\sin(180^\circ/34)} = 5.42 \text{ pulg} = 137.64 \text{ mm}$$

- **Longitud de la cadena y angulo de contacto**

Mediante el software Solid works se puede determinar la longitud de la cadenas, tomamos como parámetro las distancia entre centro de los ejes de los rodillos inferiores que sería la misma para las catarinas grande y también tomamos en cuenta la ubicación del motor reductor.

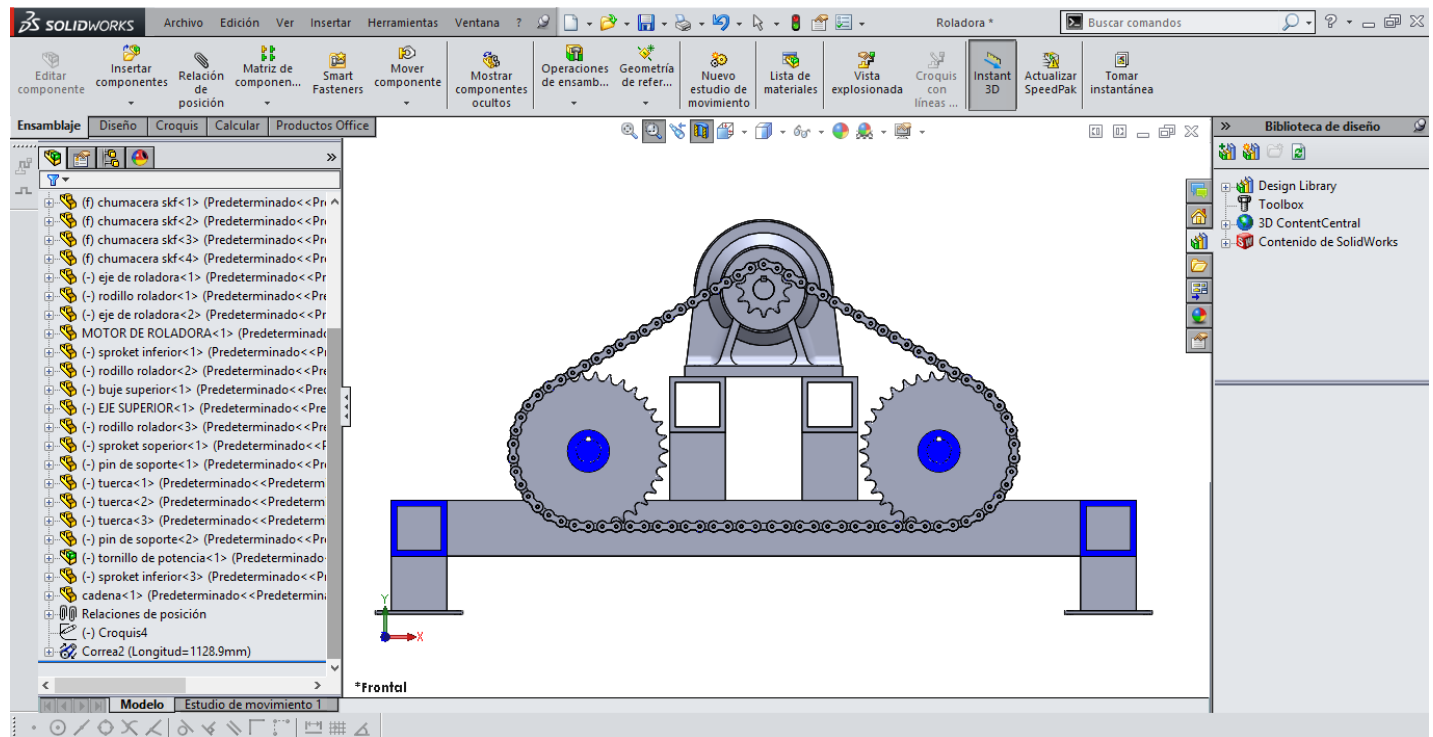


Figura 2.9: Resultados de la medición de longitud de la cadena.

Fuente: Solid Works

En la figura 4.2 se puede mostrar que la longitud de la cadena es de 1128.9 mm y el ángulo de contacto es de 149.54 grados para las Catarina grandes y 60.93 grados para la Catarina pequeña.

$$L_{cadena} = 1128.9mm \text{ (44.45pulg)}$$

Para mayor ajuste se tomó 1200 mm

- **Longitud por paso:**

La Longitud por paso se determina mediante: (Mott. L Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$L_{Paso} = \frac{L_{cadena}}{p} = \frac{1128.9mm}{12.7mm} = 88.89paso$$

Especificaciones de la cadena y catarinas.	
Tipo de cadena	Cadena número 40
Paso de la cadena	½ pulgadas
Longitud por paso	88.89 pasos
Distancia entre centro	320mm para las catarinas grandes y 217.83mm entre las grande y la pequeña
Tipo de Catarina	Hilera simple, número 40, ½ pulgada de paso.
Catarina pequeña	11 dientes, D=1.77 pulg (45.1 mm)
Catarina Grande	34 dientes, D= 5.24 pulg (137.64 mm)

Tabla 4.1 Especificaciones de la cadena y catarinas.

Fuentes: American Chain Association, Naples, FL.

2.11 Pérdidas de energía por el sistema de transmisión.

Una vez seleccionado el tipo de cadena y Sprocket, se procede a realizar los cálculos de pérdidas de energía por el sistema de transmisión, que se incluyen para ver si el motor seleccionado es el adecuado.

Para empezar tomamos en cuenta que en los dos Sprocket existe pérdida de energía mecánica debido a la energía cinética rotacional y la fricción entre la cadena. Para determinar la masa de los Sprocket se consultó con el Solid works (ver figura 1 y 2, anexo 1) y se obtuvo:

Para los Sprockets grandes:

$$m_b = 0.9068Kg$$

Para el Sprocket pequeño:

$$m_a = 0.061Kg$$

- El momento de inercia será:

Para el Sprocket grande:

$$I_b = 0.001869Kg.m^2$$

Para el Sprocket pequeño:

$$I_a = 0.00001743 \text{ Kg.m}^2$$

- **La velocidad angular será:** (Beer Johnston, Dinámica)

Para el Sprocket grande:

$$\omega_b = \frac{2\pi\eta_b}{60} = \frac{2\pi(19.51 \text{ rpm})}{60} = 2.04 \text{ rad/s}$$

Para el Sprocket pequeño:

$$\omega_a = \frac{2\pi\eta_a}{60} = \frac{2\pi(60.3 \text{ rpm})}{60} = 6.31 \text{ rad/s}$$

- **Perdidas de energía cinética del sistema de transmisión.**

Al sumar la energía cinética de los tres sprocket se obtiene: (Beer Johnston, Dinámica)

$$\begin{aligned} E_{C2} &= \frac{1}{2} I_a \omega_a^2 + \frac{1}{2} I_b \omega_b^2 + \frac{1}{2} I_c \omega_c^2 \\ E_{C2} &= \frac{1}{2} (0.00001743 \text{ Kg.m}^2) (6.31 \text{ rad/s})^2 + \frac{1}{2} (0.001869 \text{ Kg.m}^2) (2.04 \text{ rad/s})^2 \\ &\quad + \frac{1}{2} (0.001869 \text{ Kg.m}^2) (2.04 \text{ rad/s})^2 \\ E_{C2} &= 0.00812 \text{ N.m} = 0.00812 \text{ J} = 0.072 \text{ Lb}\cdot\text{in} \end{aligned}$$

2.12 Selección del motor reductor.

Como en el sistema de transmisión existen pequeñas pérdidas de energía como se determinó anteriormente, debido a que sus velocidades son relativamente bajas así como su masa e inercia, podemos asegurar que el motor reductor preseleccionado podrá operar sin ninguna dificultad. Esto quiere decir que el motor preseleccionado será el motor reductor seleccionado para la maquina roladora de perfiles.

2.13 Torque de las catarinas grande

Al denotar θ_a , θ_b y θ_c los desplazamientos angulares de las tres catarina y T_a , T_b y T_c como el par. Se tiene la siguiente ecuación: (Beer Johnston, Dinámica)

$$(U_{1 \rightarrow 2})_A = T_a \theta_a - T_b \theta_b - T_c \theta_c$$

Si aplicamos el teorema de trabajo y energía obtenemos:

$$E_{C1} + U_{1 \rightarrow 2} = E_{C2}$$

Como inicialmente se considera que el sistema se encuentra en reposo (en el arranque del motor) $E_{C1} = 0$, entonces:

$$U_{1 \rightarrow 2} = E_{C2}$$

También:

$$T_b \theta_b + T_c \theta_c - T_a \theta_a = E_{C2}$$

Si analizamos la relación de transmisión entre la catarina pequeña y grande obtenemos:

$$\frac{\eta_a}{\eta_b} = \frac{N_b}{N_a} = \frac{N_c}{N_a} = \frac{\theta_a}{\theta_b} = \frac{\theta_a}{\theta_b} = 3.1$$

Esto quiere decir cuando las catarinas grandes realicen una revolución o radianes, el sprocket pequeño realiza 3.1 revoluciones o radianes. Si tomamos esta condición, en la ecuación de trabajo y energía obtenemos:

$$T_a(3.1 \text{ rad}) - T_b(1 \text{ rad}) - T_c(1 \text{ rad}) = 0.072 \text{ Lb}_f \text{ in}$$

Como $T_b = T_c$ y despejando T_b se tiene:

$$T_b = \frac{1}{2} (T_a(1.3928 \text{ rad}) - 0.072 \text{ Lb}_f \text{ in})$$

Sustituyendo valores:

$$T_b = \frac{1}{2} ((266 \text{ Lb}_f \cdot \text{in})(3.1 \text{ rad}) - 0.072 \text{ Lb}_f \text{ in}) = 411.05 \text{ Lb}_f \cdot \text{in} = 46.44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Si el sistema fuese ideal y como el piñón transmitirá a dos ruedas, se obtiene:

$$T_b = \frac{N_b T_{motor}}{N_a} = \frac{(34)(266 \text{ Lb}_f \cdot \text{in})}{2(11)} = 411.1 \text{ Lb}_f \cdot \text{in} = 46.45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

CAPITULO III - DISEÑO DE LOS EJES DE LOS RODILLOS.

3.1 Ejes de los rodillos.

Estos corresponden la parte fundamental de la máquina ya que son los encargados de transmitir potencia a los rodillos para deformar plásticamente el material a rolar. Para su funcionamiento actúan tres tipos de ejes del mismo material, utilizando procesos de conformado con arranque de viruta. (Figura 3.1)

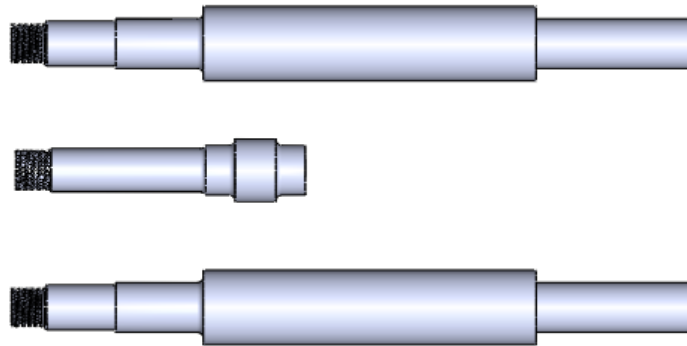


Figura 3.1 Eje de los Rodillos

Fuente: Solid Works.

Dos inferiores, ambos motrices, que son accionados por un motor eléctrico, los mismos que se acoplan mediante un sistema de transmisión por cadena.

El eje del rodillo superior móvil que se desplaza en sentido vertical, se encuentra ubicado en la parte interior de un soporte el mismo que es accionado para dar su desplazamiento por el tornillo de elevación que esta al costado de la máquina.

El eje del rodillo se encuentra acoplado en sus extremos dos cojinetes SKF y (ver figura 3.2)

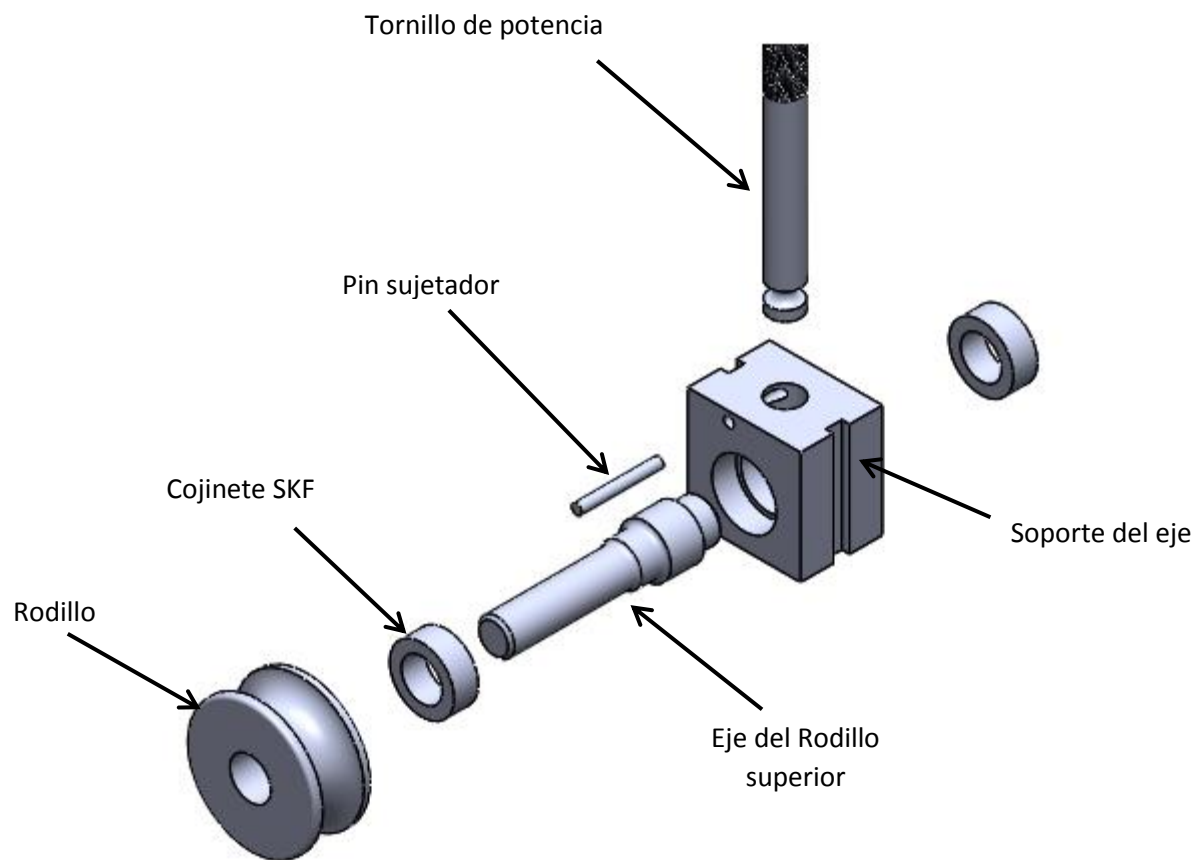


Figura 3.2 Vista Explosiva del eje del rodillo superior

Fuente: Solid Works.

3.2 Factores que se deben considerar para el diseño de los ejes de los rodillos.

En este capítulo se definirá los principales factores para el diseño de los ejes de los rodillos tales como el material que se va a utilizar para la construcción, el diámetro mínimo

requerido, la vida útil y su deflexión máxima. Para poder definir estos factores se parte con los resultados obtenidos en el capítulo anterior.

3.3 Selección del material de los ejes de los rodillos.

Los ejes de los rodillos son el elemento más importante en cuanto a vida útil como a costos. Para seleccionar el material de los ejes se basó de acuerdo a su resistencia a la fluencia. Considerándose en cuenta Los ejes son los elementos que guían el movimiento de rotación de los rodillos roladores. Dichos elementos se encuentran sometidos a flexión y torsión transmitidas por la catarina conductora y los tubos en el momento de ser rolados.

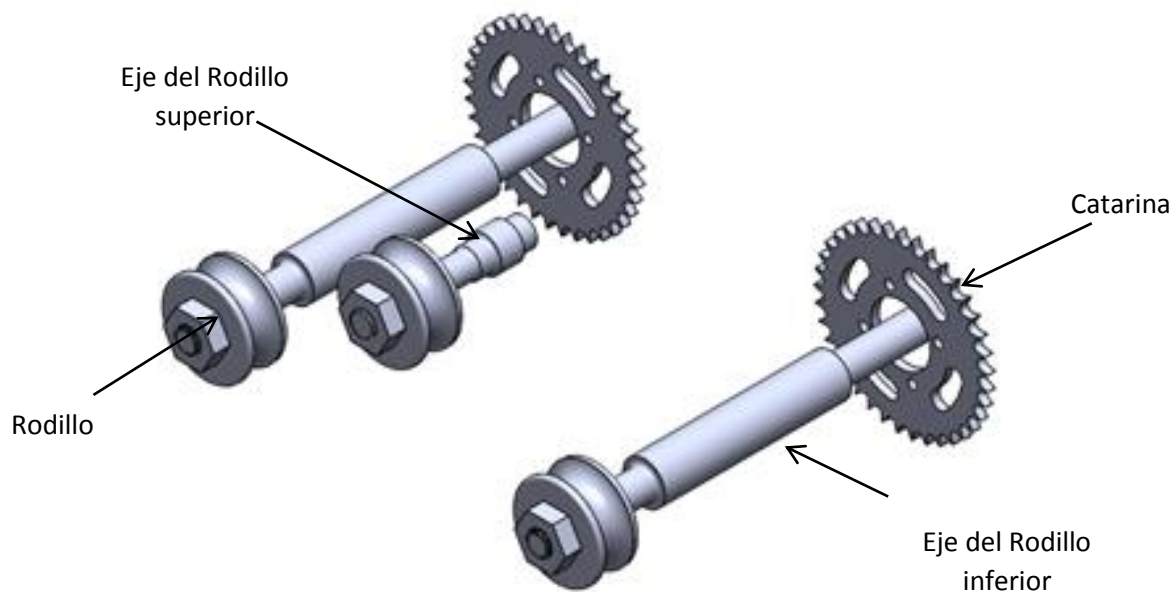


Figura 3.3 Esquema del sistema de rolado.

Fuente: Solid Works.

3.3.1 Eje del rodillo superior.

Para determinar el material de los ejes de los rodillos se considera que el eje superior es el encargado de deformar plásticamente la pieza a rolar, recibe mayor esfuerzo ya que se encuentra afectado torsión y flexión generada por la fuerza normal y la fuerza de fricción del rodillo.

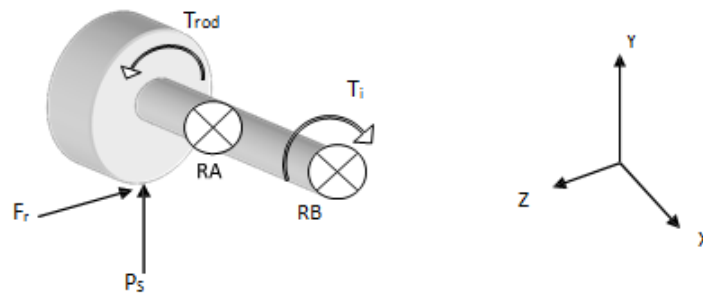


Figura 3.4 Diagrama general de fuerza del eje del rodillo superior.

Fuente: Solid Works.

- **Fuerzas que actúan en el eje en el Plano XY.**

Solo actúa la fuerza normal del rodillo superior

$$P_s = 3 \text{ kN}$$

Dónde: P_s : fuerza normal del rodillo

- **Reacciones en los apoyos:** (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

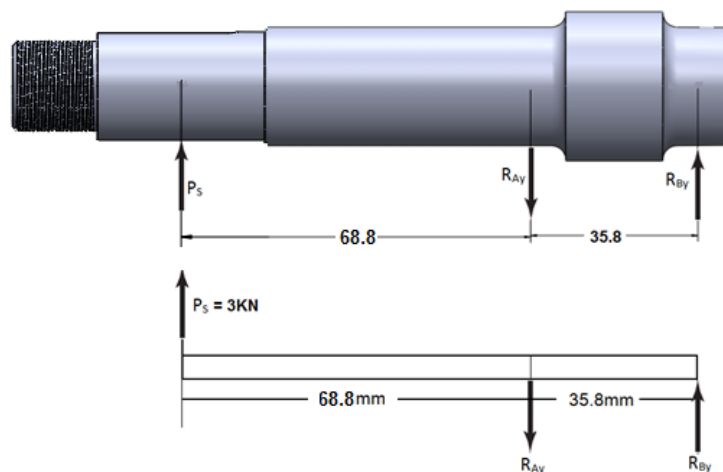


Figura 3.5. Diagrama de carga del eje en el plano XY

Fuente: Solid Works.

$$+\sum M_A = 0$$

$$P_s(68.8mm) - R_{By}(35.8mm) = 0 \Rightarrow (3KN)(68.8mm) - R_{By}(35.8mm) = 0$$

$$R_{By} = \frac{(3KN)(68.8mm)}{(35.8mm)} = 5.77KN$$

$$\uparrow + \sum F_y = 0 \Rightarrow P_s - R_{Ay} + R_{By} = 0 \Rightarrow R_{Ay} = P_s + R_{By} = 8.77KN$$

- **Diagramas de fuerza cortante y momentos:**

Mediante las ecuaciones de singularidad e iterando a lo largo de la longitud del eje para encontrar las fuerzas cortantes y momentos.

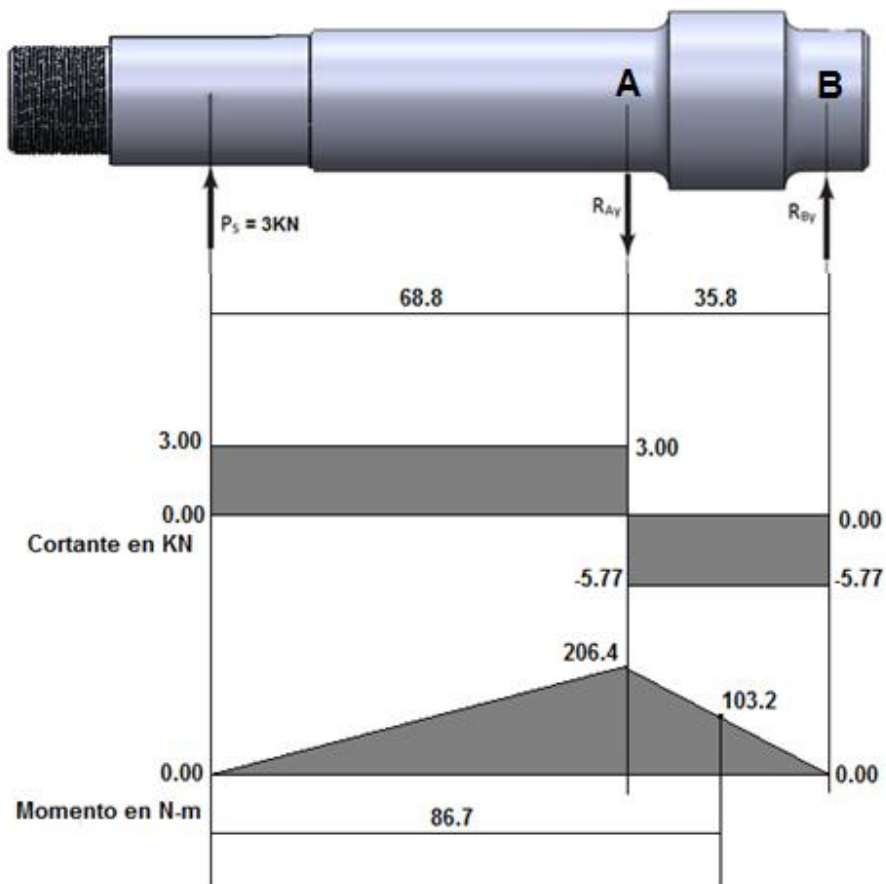


Figura 3.6. Diagrama de fuerza cortante y momento del eje en el plano XY

Fuente: MD Solids y solid works.

- **Momentos Flectores:**

Cuando $x = 0\text{mm}$

$$M_{1y} = 0 \text{ N.m}$$

Cuando $X=68.8\text{mm}$

$$M_{2y} = 206.4 \text{ N.m}$$

Cuando $X=86.7\text{mm}$ por el método de la suma de área se obtiene

$$M_{3y} = (3)(68.8) - (5.77)(35.8/2) = 103.3 \text{ N.m}$$

(Valor necesario para determinar el diámetro mínimo en el tramo A-B).

Cuando $X= 104.6\text{mm}$

$$M_{4y} = 0 \text{ N.m}$$

- **Fuerzas que actúan en el eje en el plano XZ:**

Solo actúa la fuerza de fricción del rodillo

$$F_r = 2 \cdot F_{rs} = 2(0.35\text{KN}) = 0.7 \text{ kN}$$

Dónde:

F_r : fuerza de fricción del rodillo superior

F_{rs} : fuerza de fricción de los rodillos inferiores

- **Reacciones en los apoyos:**

$$+\sum M_A = 0$$

$$F_r(68.8\text{mm}) - R_{Bz}(35.8\text{mm}) = 0 \Rightarrow (0.7\text{KN})(68.8\text{mm}) - R_{Bz}(35.8\text{mm}) = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{(0.7\text{KN})(68.8\text{mm})}{(35.8\text{mm})} = 1.35\text{KN}$$

$$+\sum F_z = 0 \Rightarrow F_r - R_{Az} + R_{Bz} = 0 \Rightarrow R_{Az} = F_r + R_{Bz} = 2.05 \text{ KN}$$

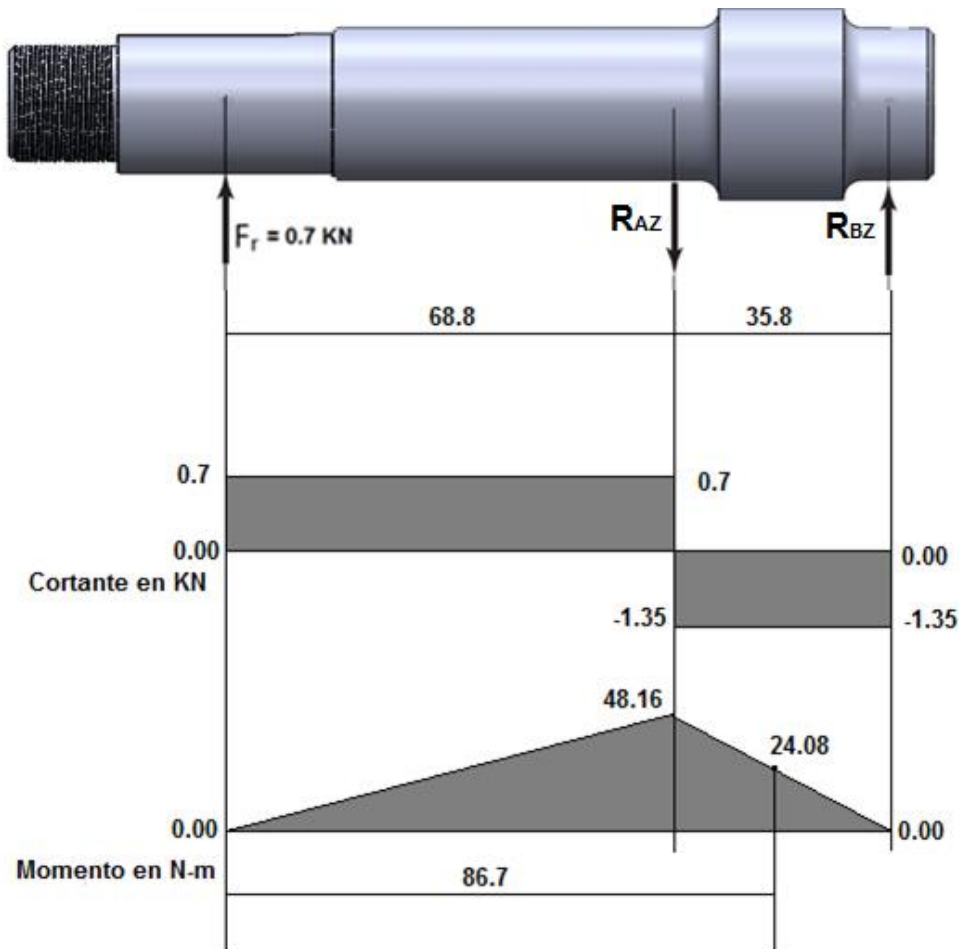


Figura 3.7 .Diagrama de fuerza cortante y momento del eje en el plano XZ

Fuente: MD Solids y solid works.

- **Momentos Flectores:**

Cuando $x = 0 \text{ mm}$, $M_{1z} = 0 \text{ N.m}$

Cuando $X=68.8 \text{ mm}$, $M_{2z} = 48.16 \text{ N.m}$

Cuando $X=86.7 \text{ mm}$, $M_{3y} = (0.7)(68.8) - (1.35)(35.8/2) = 103.3 \text{ N.m}$

(Valor necesario para determinar el diámetro mínimo en el tramo A-B).

Cuando $X=104.6 \text{ mm}$, $M_{4z} = 0 \text{ N.m}$

- **Momentos flectores resultantes** (Beer Johnston, Mecánica de materiales)

$$M_1 = \sqrt{M_{1y}^2 + M_{1z}^2} = \sqrt{(0Nm)^2 + (0Nm)^2} = 0Nm$$

$$M_2 = \sqrt{M_{2y}^2 + M_{2z}^2} = \sqrt{(206.4Nm)^2 + (48.16Nm)^2} = 211.94Nm$$

$$M_3 = \sqrt{M_{3y}^2 + M_{3z}^2} = \sqrt{(103.2Nm)^2 + (24.08Nm)^2} = 105.97Nm$$

$$M_4 = \sqrt{M_{4y}^2 + M_{4z}^2} = \sqrt{(0Nm)^2 + (0Nm)^2} = 0Nm$$

- **Análisis de torque en el eje superior**

$$\sum T = 0$$

$$T_i - T_{rod} = 0$$

$$T_i = T_{rod}$$

Dónde: T_i : resistencia que ofrece el eje, T_{rod} : torque del rodillo

Por lo tanto el torque a lo largo del eje es:

$$T_{eje} = \frac{\eta_{piñon} T_{motor}}{\eta_{Eje}} = \frac{(60.3rpm)(266Lb.in)}{(20rpm)} = 802 \text{ Lb}_{fin} = 90.62 \text{ N.m}$$

Por principio de punto de contacto sabemos que los tres ejes tienen la misma velocidad angular y el mismo diámetro en el rodillo

- **Diagrama de torque:**

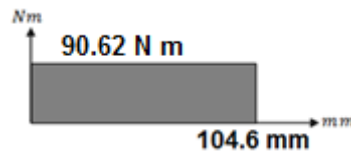


Figura 3.8. Diagrama de torque del eje superior

Fuente: MD Solids.

- **Esfuerzo de flexión del eje superior:**

De la ecuación se obtiene: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S_{xx}}$$

Se tomará $d = 25.4 \text{ mm}$, posteriormente se determinará si es el diámetro adecuado para el eje.

$$\text{Si: } S_{xx} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi(0.0254m)^3}{32} = 1.61 \times 10^{-6} m^3$$

Donde

S_{xx} Módulo de sección

Entonces el esfuerzo máximo es:

$$\sigma_{max} = \frac{211.94 N.m}{1.61 \times 10^{-6} m^3} = 131.74 \text{ Mpa}$$

- **Esfuerzo cortante del eje superior:**

Con la ecuación podemos calcular el esfuerzo cortante máximo (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$\tau_{max} = \frac{T}{Z_p}$$

Dónde:

$$Z_p = \frac{\pi(0.0254m)^3}{16} = 3.22 \times 10^{-6} m^3$$

Z_p Módulo de sección al cortante

Entonces, el esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau_{max} = \frac{90.62 N.m}{3.22 \times 10^{-5} m^3} = 28.16 \text{ Mpa}$$

Condición de resistencia.

$$[\sigma]_t \geq \sigma_{abm}$$

- **Límite de fluencia.**

Con la siguiente condición de resistencia para aceros al carbono, se puede determinar el límite de fluencia requerido, cuando la pieza está sometida a esfuerzo por flexión ya que este es el que predomina en el eje. (ASTM, valido para aceros al carbono)

$$0.60S_y \leq [\sigma]_t \leq 0.75S_y$$

Para estos rangos se tomó un valor promedio.

$$[\sigma]_t = 0.675S_y$$

Despejado S_y

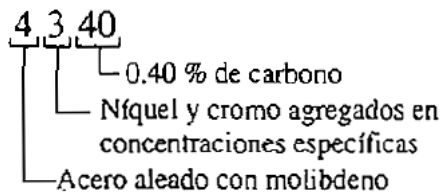
$$S_{yr} = \frac{[\sigma]_t}{0.675} = \frac{131.74 \text{ Mpa}}{0.675} = 195.2 \text{ Mpa}$$

- **Material seleccionado para el eje:**

Se especifica un acero **SAE 4340 templado y revenido a 800°F** puesto que es un material lo suficientemente resistente para soportar las cargas que actúan en el mismo y sea lo menos voluminoso posible (Ver tabla 9, anexo 1).

Se seleccionó este tipo de acero Por la disponibilidad que tiene este material, además por su fácil adquisición, su costo relativamente bajo en el mercado local el mismo que tiene variedad de aplicaciones para fines de ingeniería. El límite de fluencia de acero SAE 4340 templado y revenido a 800°F es 7 veces mayor del que se calculó $1365 \text{ Mpa} > 195.2 \text{ Mpa}$ por lo tanto podemos asegurar que este es el material adecuado para los ejes de los rodillos (no hay fluencia localizada)

A continuación se detalla sus especificaciones



Especificaciones del Material para los ejes	
Material	Acero SAE 4340
Estado	templado y revenido a 800°F
Resistencia ultima a la tensión	1469 Mpa
Límite de Fluencia	1365Mpa
Porcentaje de elongación	10%
Dureza Brinell	430HB
Porcentaje de Carbono	0.40%

Tabla 3.1 Especificaciones del material para los ejes

Fuente: Diseño de Maquinas. Robert – Norton.

3.4 Determinación de los diámetros mínimos en el eje.

Por medio de la teoría de la energía de distorsión para fallas por carga estática y asumiendo un factor de seguridad (N) de 2 se recomienda por normas ASME entonces:

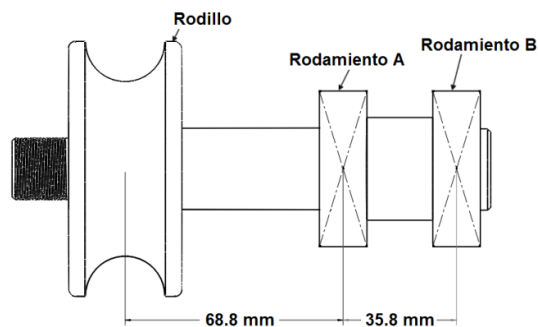


Figura 3.9. Esquema del eje y sus elementos.

Fuente: Solid Works.

3.4.1 Diámetro mínimo desde el rodillo hasta el rodamiento A:

En esta ubicación el torque tiene un valor de: 90.62 N-m, y para el momento flector se consideró el momento cuando X vale 68.8mm (211.94 N-m) por ser el de mayor magnitud. El material del rodillo tiene una resistencia última a la tensión de 1469 Mpa (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$\Phi_1 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f M}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

- **El límite de resistencia a la fatiga se calcula como:** (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$S_e^- = 0.506 S_{ut} = S_{ut} \phi_{0.30} = 0.506(1469 \text{ Mpa}) = 743.314 \text{ Mpa}$$

- **Factor de superficie K_a .**

La superficie del eje del rodillo se tiene que pulir y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. Se determina mediante: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$K_a = a S_{ut}^b$$

En la siguiente tabla se muestra el factor a para distintos acabados superficiales:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, núm. 2, 1946, p. 29. Reproducido por O. J. Hanger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Tabla 3.2: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica shigley, octava edición.

$a = 4.51$ y $b = -0.265$. Entonces, de la ecuación

$$K_a = aS_{ut}^b = 4.51(1469)^{-0.265} = 0.65$$

- **Factor de tamaño K_b**

Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Tabla 3.3: Factor de Tamaño

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica shigley, octava edición.

De tabla se obtiene:

Se tomó $d = 25.4\text{mm}$, luego se determinará si es el diámetro adecuado.

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = \left(\frac{25.4}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.88$$

- **El límite de resistencia a la fatiga modificada**

El límite de resistencia a la fatiga modificada se calcula: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$S_n' = K_a K_b K_c K_d K_e S_{ut} \phi_{0.30}$$

Como: $K_c = K_d = K_e = 1$

Entonces:

$$S_n' = (0.653)(0.88)(743.314\text{Mpa}) = 427.14\text{MPa}$$

- **Factor de concentración de esfuerzo.**

Para esta aplicación tomaremos $\frac{D}{d} = 1.25$, $\frac{d}{r} = 8.5$, ya que muchos operarios torneros⁷ lo utilizan. El factor de concentración de esfuerzo está relacionado con el esfuerzo principal máximo ordenado o bien con el esfuerzo de Von Mises. (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$K_t = 0.622 + 0.38 \left(\frac{D}{d}\right)^{-4.3} + \left(\frac{d}{r}\right)^{-0.5} + \sqrt{\frac{-0.322 - 0.277(D/d)^2 + 0.599(D/d)^4}{1 - 2.55(D/d)^2 + 5.27(D/d)^4}}$$

$$K_f = 0.622 + 0.38(1.25)^{-4.3} + (8.5)^{-0.5} + \sqrt{\frac{-0.322 - 0.277(1.25)^2 + 0.599(1.25)^4}{1 - 2.55(1.25)^2 + 5.27(1.25)^4}} = 1.38$$

Entonces el Diámetro mínimo del eje desde el rodillo hasta el rodamiento A será: para N=2

$$\Phi_1 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{(1.38)(211.94)}{427.14 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{90.62}{1365 \times 10^6} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\Phi_1 = 0.0241m = 24.1mm$$

El diámetro que se calculó es menor al diámetro seleccionado, para calcular el esfuerzo de flexión y el factor de tamaño, por lo tanto se puede tomar una medida comercial: $\phi_{1c} = 25.4mm$ debido a que será fácil de seleccionar un cojinete y es más fácil su fabricación por lo se desgasta menos virutas.

Nota: En la ecuación, También se determinó el diámetro mínimo para un acero 1045 CD el cual dio 29.98 mm el cual se rechazó este diámetro para ese material, de igual manera

⁷ Tomado de operario de la sabina de ingeniería.

se hizo con otros aceros, hasta que por último utilizamos acero 4340 y dio el diámetro más aproximado asegurando que es el material adecuado para los ejes.

3.4.2 Diámetro mínimo entre los rodamientos A y B:

En esta ubicación el momento vale 105.97 N-m y el torque vale 90.62 N-m

$$\Phi_2 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{(1.38)(105.97)}{427.14 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{90.62}{1365 \times 10^6} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\Phi_2 = 0.0192m = 19.2mm$$

Se seleccionara un diámetro de 32mm por la disposición de este material en el mercado

3.4.3 Diámetro mínimo en el rodamientos B:

En esta ubicación el momento vale 0 N-m y el torque vale 90.62 N-m

$$\Phi_3 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{(1.38)(0)}{427.14 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{90.62}{1365 \times 10^6} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\Phi_3 = 0.01054m = 10.4mm$$

Seleccionara un diámetro de 25.4mm para que sea igual al rodamiento en A.

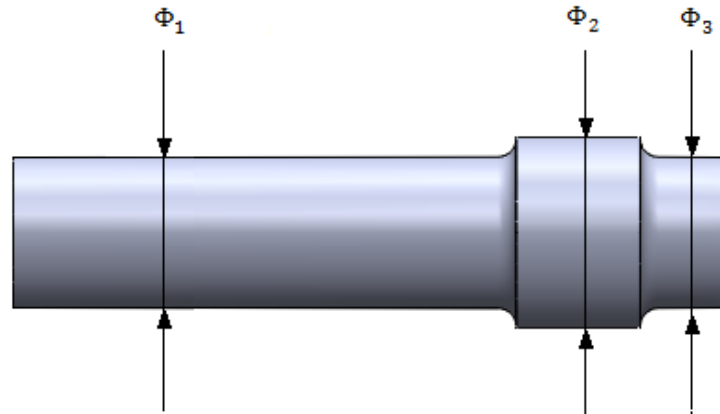


Figura 3.10. Perfil del eje

Fuente: Solid Works.

3.5 Ciclo de vida de los ejes.

Según Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley establece Para determinar el ciclo de vida de los ejes primeramente tenemos que saber: $\sigma'_a < S_e$ y también $\sigma'_a < S_y$ Para ver si hay una vida infinita sin fluencia en el primer ciclo.

- **Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga.**

Según Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley establece que el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga está dada por:

$$K_t = \frac{K_f}{1 + \frac{2}{\sqrt{r}} \cdot \frac{(K_t - 1)}{K_t} \cdot \sqrt{a}}$$

Dónde:

$$\sqrt{a} = \frac{139}{S_{ut}} = \frac{139}{1469} = 0.095 \quad y \quad r = 3mm \text{ (ver plano 4 en anexo2)}$$

Entonces:

$$K_t = \frac{1.38}{1 + \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{(1.38 - 1)}{1.38} \cdot (0.095)} = 1.34$$

Dicho factor de concentración de esfuerzo se aplica 10^6 ciclos o mayor.

- **Componente del esfuerzo de Von Mises.**

Según el diseño de ingeniería Mecánica shigley establece que la componente de la amplitud del esfuerzo de von Mises es:

$$\sigma_a = \frac{32K_t M_a}{\pi d^3}$$

Sabemos que el momento en el punto en el hombro es 211.94N-m, ya que este es el punto donde puede ocurrir una fractura.

Entonces la componente de la amplitud del esfuerzo de von Mises es:

$$\sigma_a = \frac{32(1.34)(211.94N.m)}{\pi(0.0254m)^3} = 176.53Mpa$$

Como $\sigma_a < S_e$ y también $\sigma_a < S_y$ lo que significa que hay una vida infinita sin fluencia en el primer ciclo. Según Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley establece que el ciclo de vida de un eje se determina mediante:

$$N = \left[\frac{\sigma_a}{a} \right]^{1/b}$$

Donde a se puede determinar mediante:

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_n}$$

Y f mediante:

$$f = \frac{\sigma_F}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b$$

También σ_F :

$$\sigma_F = S_{ut} + 345Mpa = 1469Mpa + 345Mpa = 1814Mpa$$

Ahora determinamos el exponente b con la siguiente ecuación:

$$b = -\frac{\log(\sigma_F/S_n)}{\log(2 \times 10^6)} = -\frac{\log(1814Mpa/427.14Mpa)}{\log(2 \times 10^6)} = -0.0996$$

f Será:

$$f = \frac{1814Mpa}{1469Mpa} (2 \times 10^3)^{-0.0996} = 0.58$$

También:

$$a = \frac{(0.58)^2 (1469)^2}{427.14Mpa} = 1699.5Mpa$$

Como $a = 1699.5$, $b = -0.0996$ se escribe el material corregido para la superficie y el tamaño sin concentración de esfuerzo, entonces el ciclo de Vida de los rodillos es:

$$N = \left[\frac{\sigma_a}{a} \right]^{1/b} = \left[\frac{(176.53)}{(1699.5)} \right]^{1/-0.0996} = 7.5 \times 10^9 \text{ Ciclos}$$

Este rodillo superior tiene una larga vida útil, sabemos que a mayor esfuerzo está sometido, en el caso de los rodillos inferiores están sometidos a menos esfuerzos por lógica tienen mayor vida útil.

Las condiciones de desgaste por contacto bajo la acción de cargas, ocasiona poca vida útil o una falla prematura si son sometidos a esfuerzos mayores. Por lo tanto se recomienda rolar perfiles al tamaño establecido.

3.6 Deflexión en los ejes.

Para poder determinar la deflexión máxima del eje se utilizó el programa MD Solids 3.5 solamente se ingresaron las cargas, la dimensión de la viga (eje), módulo de elasticidad del material de eje y el diámetro del eje.

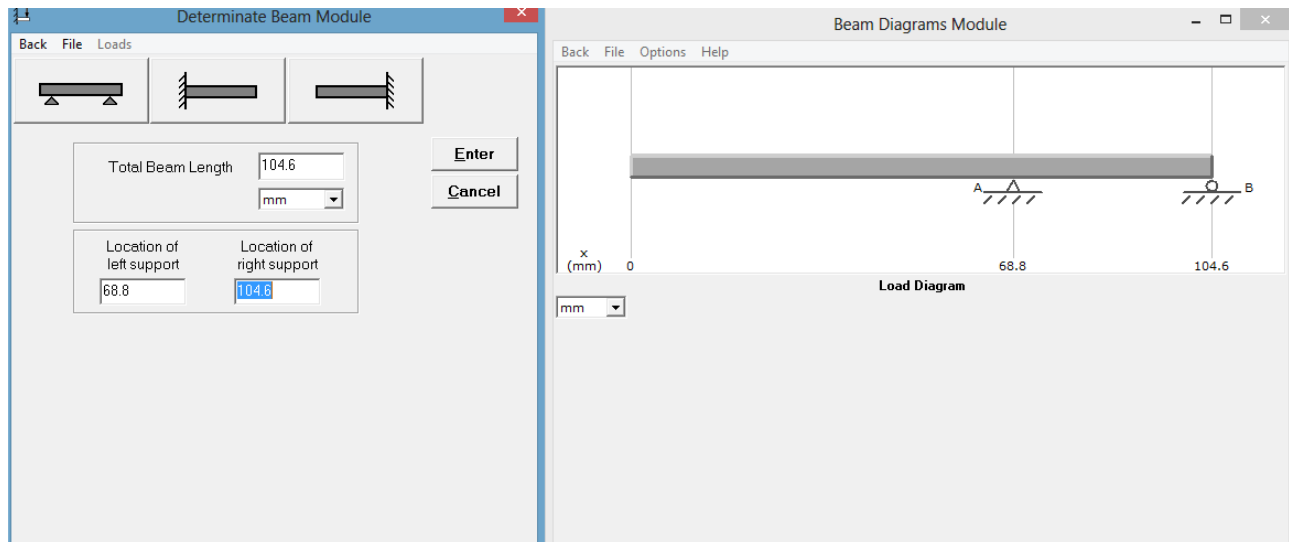


Figura 3.11. Ingreso de datos de la longitud del eje

Fuente: MD Solids

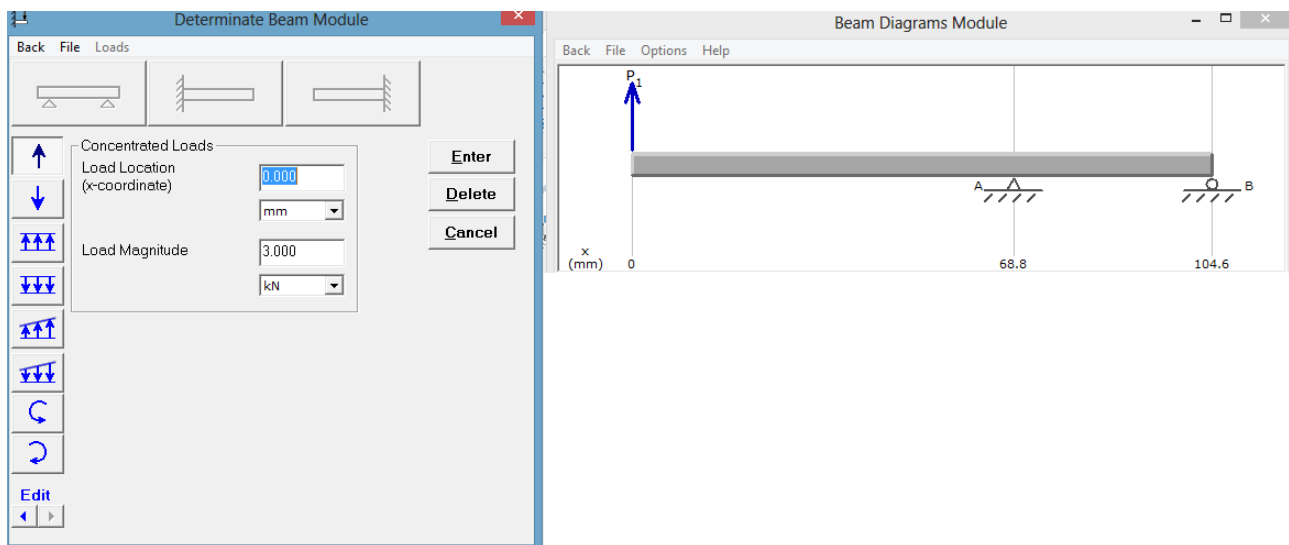


Figura 3.12. Ingreso de datos de la carga que está sometida del eje

Fuente: MD Solids

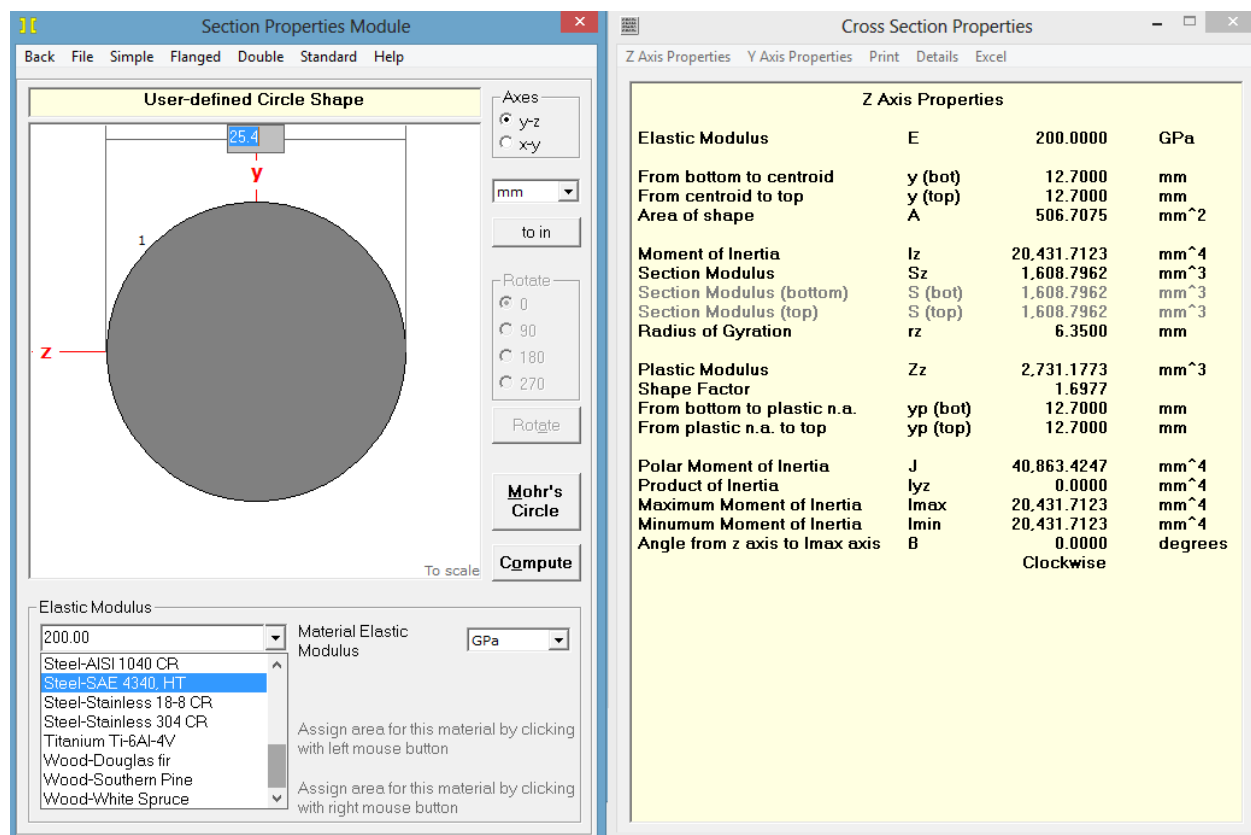


Figura 3.13. Ingreso de datos del diámetro y material del eje

Fuente: MD Solids

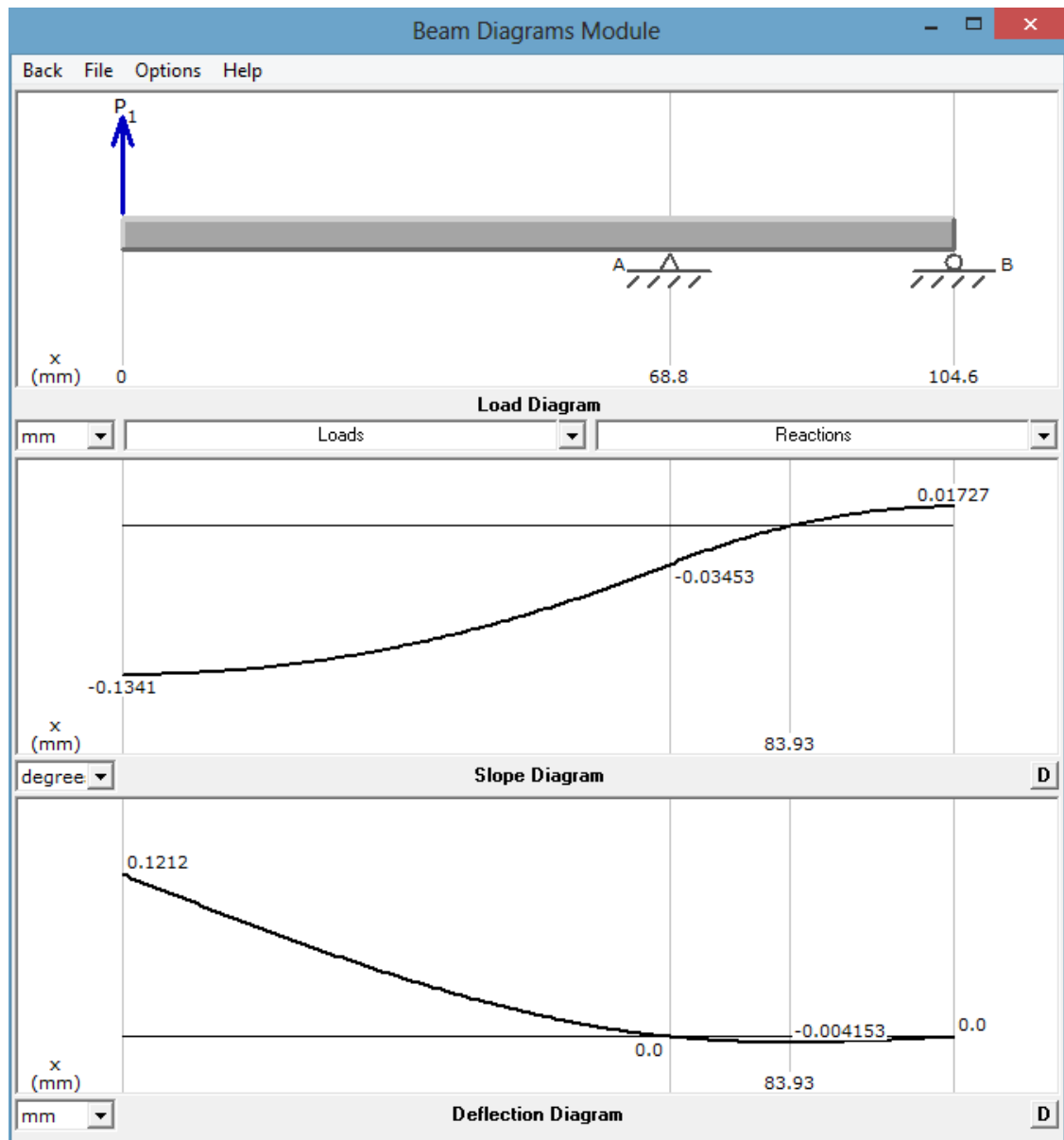


Figura 3.14. Curvas para el ángulo de deflexión y deflexión máxima del eje en el plano XY

Fuente: MD Solids

Según el diagrama el ángulo de deflexión es de -0.1341 grados (-0.00234 rad) y la deflexión máxima de eje es 0.1212 mm (0.00477 pulg), es aceptable ya que la deflexión

máxima permisible en los ejes según Diseño de máquinas – Robert Norton es de 0,005pulg (0,127mm).

Si se hace el mismo procedimiento para el plano XZ se obtiene:

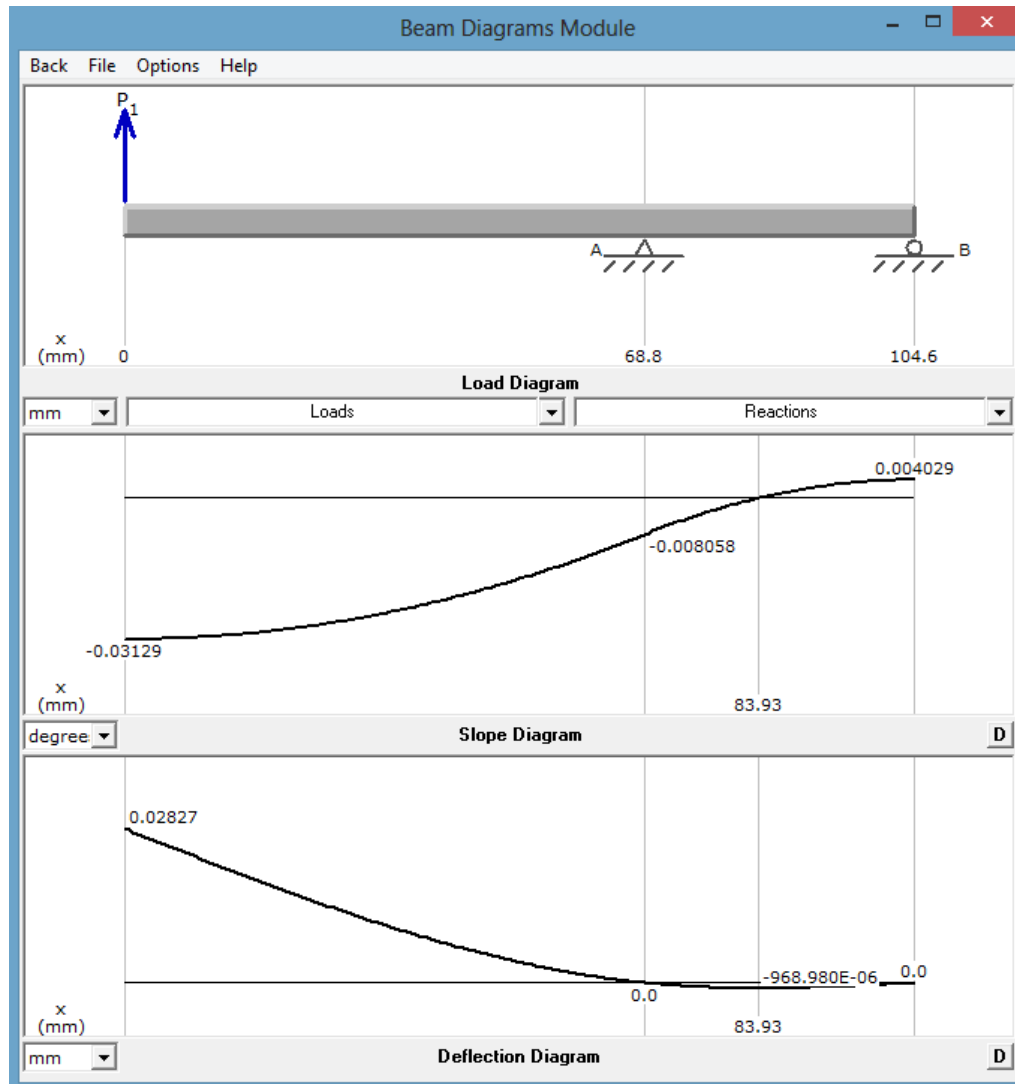


Figura 3.15.Curvas para el ángulo de deflexión y deflexión máxima del eje en el plano XZ.

Fuente: MD Solids.

Según el diagrama el ángulo de deflexión es de -0.03139 grados (-0.00000546rad) y la deflexión máxima de eje es 0.02827 mm (0.0011 pulg), es aceptable ya que la deflexión máxima permisible en los ejes según Diseño de máquinas – Robert Norton es de 0,005pulg (0,127mm).

Nota: como en los ejes para los rodillos inferiores solo actúa la mitad de la carga que actúan en el eje del rodillo superior y considerando la misma geometría garantiza que dichos ejes tampoco fallaran.

3.7 Diseño de rosca en el extremo del eje.

En el extremo de cada eje se encuentra una rosca, esta sirve para mantener seguro al rodillo ya que son elementos que se monta y desmonta según el perfil a rolar.

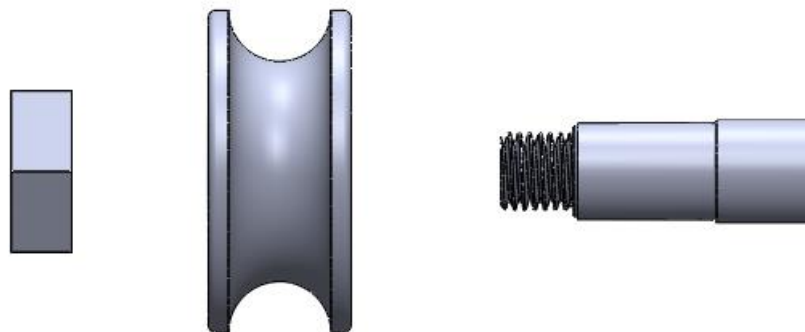


Figura 3.16.Montaje del rodillo sobre el eje.

Fuente: Solid Works.

Para determinar sus propiedades, tomamos un diámetro estándar de 19.05 mm.

- **Diámetro seleccionado:**

Para rosca estándar, De tabla 10, anexo 1 obtenemos:

$$d = \frac{3}{4} \text{ pulgadas } (19.05\text{mm})$$

De la tabla 10 también se obtienen las siguientes propiedades geométricas:

Hilos por pulgadas de la rosca: $N = 10 \text{ hilos/pulgadas}$

Diámetro de raíz de la rosca: $d_r = 0.6201 \text{ pulg} = 15.75 \text{ mm}$

- **Paso de la rosca:** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$P = \frac{1}{N} = \frac{1}{10 \text{ hilos/pulgadas}} = 0.1 \text{ pulg} = 2.54 \text{ mm}$$

- **Diámetro medio de la rosca:** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

Se determina mediante:

$$d_m = d - \frac{0.6495}{N} = \frac{3}{4} \text{ pulg} - \frac{0.6495}{10 \text{ Hilos/pulgadas}} = 0.68505 \text{ pulg} = 17.4 \text{ mm}$$

- **Altura de la rosca:** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

Se determina mediante:

$$h = \frac{d - d_r}{2} = \frac{0.75 \text{ pulg} - 0.6201 \text{ pulg}}{2} = 0.06495 \text{ pulg} = 1.65 \text{ mm}$$

CAPITULO IV- DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.

4.1 Diseño de cuña para los rodillos y catarinas.

Las cuñas son elementos que se usa normalmente para sujetar las catarinas y los rodillos de los ejes; de modo que pueda transmitir momentos de rotación (Figura 4.3). Esta sujetan a los ejes inferiores conjuntamente con los agujeros de las catarinas, a los ejes con sus rodillos y al eje del motor con una catarina pequeña (piñón); se construyeron mediante conformado con arranque de viruta, con dimensiones según la norma ANSI. (Tabla 13, anexo 1).

4.1.1 Diseño de cuña para los ejes inferiores y catarinas.

Según la norma AISI (tabla 13, anexo 1) las dimensiones de una cuña cuadrada para un eje de 7/8 pulg (22.225 mm) es de 3/16 X 3/16 pulgadas (4.7625X 4.7625 mm) se tomó una longitud de 30 mm de largo.

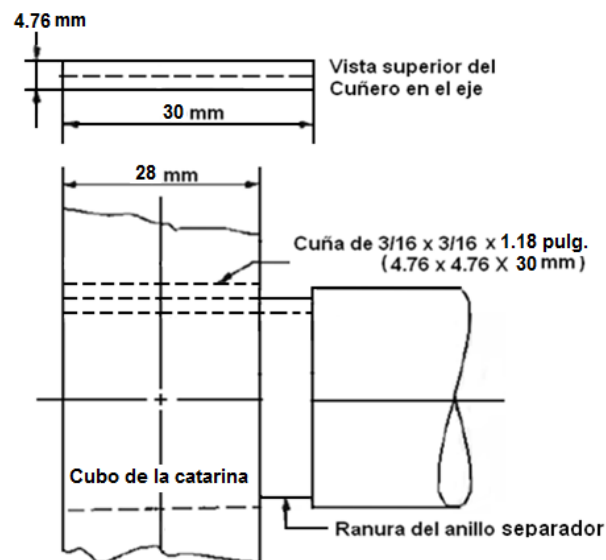


Figura 4.1 Vista posterior del cuñero en el eje.

Fuente: Diseño de elemento de Maquinas, Robert L. Mott.

- **Esfuerzo cortante.**

Las catarinas grandes transmiten 46.45 N.m de torque, por lo tanto el esfuerzo cortante en la cuña se determina: (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$\tau = \frac{F}{As} = \frac{2T}{DWL} = \frac{2(46.45N.m)}{(0.022225m)(4.76 * 10^{-3}m)(0.030m)} = 29.3Mpa$$

- **Límite de fluencia requerido.**

Con la siguiente condición de resistencia para aceros al carbono, se puede determinar el límite de fluencia requerido, cuando la pieza está sometida a esfuerzo cortante. (ASTM, Valido para aceros al carbono)

$$[\sigma]_t = 0.40S_y$$

Despejado S_y

$$S_{yr} = \frac{[\sigma]_t}{0.4} = \frac{29.3Mpa}{0.4} = 73.25Mpa$$

- **Material seleccionado para las cuñas:**

Se especifica un acero AISI 1020 CD estirado en frio, puesto que es un material lo suficientemente resistente para soportar las cargas cortantes que actúan en el mismo y sea lo menos voluminoso posible (Ver tabla 14, anexo1). Se seleccionó este tipo de acero Por la disponibilidad que tiene este material, además por su fácil adquisición, su costo relativamente bajo en el mercado local el mismo que tiene variedad de aplicaciones para fines de ingeniería. El límite de fluencia de acero AISI 1020 CD es 4.5 veces mayor del que se calculó $390Mpa. > 73.25Mpa$ por lo tanto podemos asegura que este es el material adecuado para la fabricación de las cuñas.

Nota: para la cuña que va entre el motor y la catarina pequeña, y la cuña que va ente los rodillos y sus ejes se fabrican del mismo material con el objetivo de hacer un solo gasto.

- **Longitud Mínima de la Cuña.**

Se puede emplear la siguiente ecuación, para calcular la longitud mínima de la cuña. Se toma N=3 que es el adecuado. (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(46.45N.m)(3)}{(0.022225m)(4.7625 * 10^{-3}m)(390 \times 10^6 N/m^2)} = 13.50mm$$

Esta longitud es menor que el ancho del cubo de las catarinas. Observe que en el diseño del eje incluye anillo de retención en las catarinas, se prefiere mantener el cuñero bastante distante de las ranuras de los aros, por lo tanto la longitud de la cuña que se especificó es la adecuada.

- **Altura de cuerda.** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} = \frac{22.225mm - \sqrt{22.225mm^2 - 4.7625^2}}{2} = 0.258mm$$

- **Profundidad de cuñero en el eje.** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$S = D - Y - \frac{H}{2} = 22.225mm - 0.258mm - \frac{4.7625mm}{2} = 19.586mm$$

- **Profundidad del cuñero en el cubo.** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = 22.225mm - 0.258mm + \frac{4.7625mm}{2} + 0.127mm = 24.47mm$$

- **Fuerza sobre la cuña.** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{46.45N.m}{0.022225m/2} = 4.18KN$$

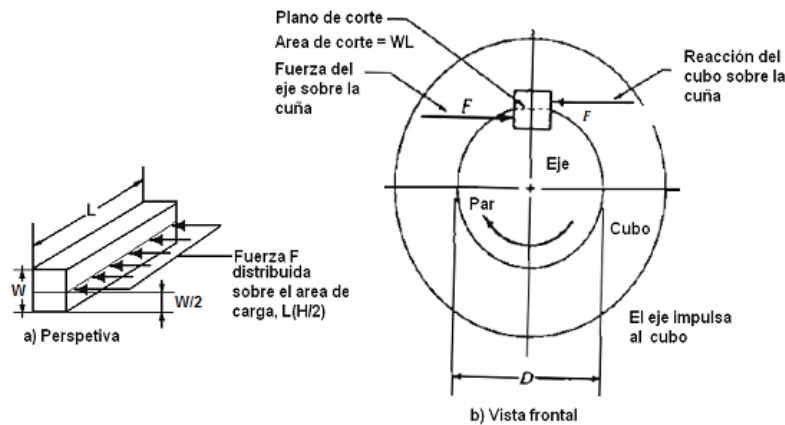


Figura 4.2 Fuerza sobre la cuña.

Fuente: Diseño de elementos de máquinas, Robert L Mott.

4.1.2 Diseño de cuña para los rodillos y los ejes.

Según la norma AISI (ver tabla 13, anexo 1) las dimensiones de una cuña cuadrada para un eje de 24 mm (0.944 pulg) es de 3/16 X 3/16 pulgadas (4.7625X 4.7625 mm) se tomó una longitud de 30 mm de largo. Aquí se puede notar que tiene las mismas dimensiones que las otras cuñas que anteriormente seleccionamos lo único que determinamos son las siguientes propiedades:

- **Longitud Mínima de las Cuñas.**

Se puede emplear la siguiente ecuación, para calcular la longitud mínima de la cuña. Se toma $N=3$ que es el adecuado. (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

Para los ejes inferiores:

$$L = \frac{4TN}{DWSy} = \frac{4(46.45N.m)(3)}{(0.024m)(4.7625 * 10^{-3}m)(325 * 10^6N/m^2)} = 15mm$$

Para el eje superior: (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$L = \frac{4TN}{DWSy} = \frac{4(45.5N.m)(3)}{(0.024m)(4.7625 * 10^{-3}m)(325 * 10^6N/m^2)} = 14.7mm$$

Estas longitudes son menores que el ancho del cubo de los rodillos, por lo tanto se puede especificar una longitud igual que las otras cuñas de 30 mm.

- **Altura de cuerda.** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} = \frac{24mm - \sqrt{24mm^2 - 4.7625^2}}{2} = 0.239mm$$

- **Profundidad de cuñero en el eje.** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$S = D - Y - \frac{H}{2} = 24mm - 0.239mm - \frac{4.7625mm}{2} = 21.38mm$$

- **Profundidad del cuñero en el cubo.** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = 24mm - 0.239mm + \frac{4.7625mm}{2} + 0.127mm = 26.27mm$$

- **Fuerza sobre la cuña.** (Mott. L. Robert, Diseño de elementos de máquinas)

Para el eje superior:

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{45.5N_m}{0.024m/2} = 3.8KN$$

Para los ejes inferiores:

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{46.45N_m}{0.024m/2} = 3.87KN$$

4.1.3 Cuña para el eje del motor y la catarina pequeña (piñón).

Según el catalogo del motor como se muestra en la figura. Las dimensiones de una cuña cuadrada para un eje de 3/4 pulg (19.05 mm) es de 3/16 X 3/16X1.06 pulgadas (4.7625X 4.7625X26.924 mm). Aquí se puede notar que tiene las mismas dimensiones que las otras cuñas, este tipo de cuña ya viene incluida con el paquete del motor.

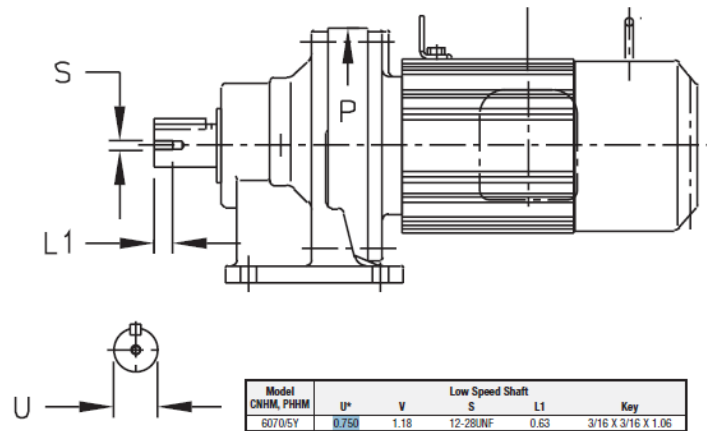


Figura 4.3 Tamaño de la cuña del motor.

Fuente: Catalogo CYCLO® 6000 Gearmotors.

4.2 Diseño de los rodillos.

Los rodillos son los encargados de deformar plásticamente el material al rolar. Los rodillos roladores tanto como el superior como los inferiores se encuentran afectados por la resistencia que ofrecen los perfiles a doblarse, se considerara diseñar en base a la carga del rodillo superior por ser la de mayor magnitud. (Como se detalla a continuación) por ser el adecuado para evitar desgaste superficial sobre los perfiles al rolarse.

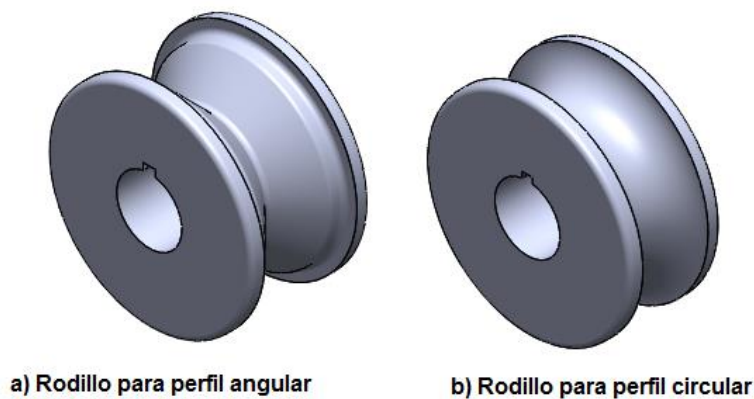


Figura 4.4 Rodillos de la máquina roladora de perfiles.

Fuente: Solid Works.

- **Diámetro de curvatura de los perfiles rolados**

Para determinar el radio de curvatura de los perfiles rolados, se hizo un croquis simulado en la maquina mediante el programa de solid works y se determinó que el radio es de 154.94mm en el exterior del tubo y 124.94mm en el interior del tubo (**ver figura 2.3**, Capitulo II)

Recordemos se utilizó perfil circular ya que este presenta mayor resistencia que un perfil angular

El diámetro se determina:

$$D_{cur} = 2r_{cur} = 2(154.94) = 310mm$$

- **Carga ejercida sobre el rodillo superior**

En el capítulo II se determinó la cual es:

$$P_{rod} = 3KN = 3000N$$

- **Contacto del rodillo y el perfil al rolar**

En la figura 4.7 se ilustra una situación similar en la cual los elementos en contacto son el rodillo de diámetros d y el perfil curvado de diámetro D_{cur} . El área de contacto es un rectángulo angosto de ancho $2b$ y longitud l , y la distribución de la presión es elíptica. El semiancho b está dado por la ecuación: (Shigley Diseño en ingeniería mecánica 8va ed)

$$b = \sqrt{\frac{2P_{rod}}{\pi l_{rod}} * \frac{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{1/D_{cur} + 1/d}}$$

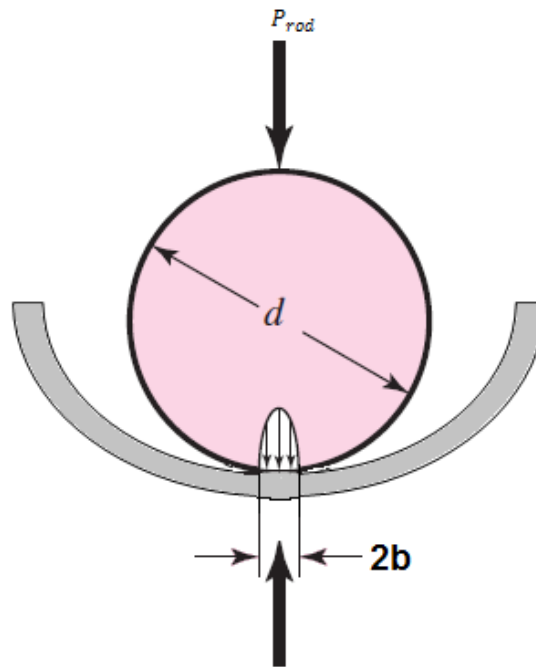


Figura 4.5: Contacto del rodillo y el perfil al rolar.

Fuente: Shigley diseño en ingeniería Mecánica 8va ed.

Dónde:

E_{acero} : Modulo de elasticidad del acero de la tabla 14, anexo 1

ν_{acero} : Razón de poisson del acero de la tabla 14, anexo 1

D: diámetro del tubo rolado

d: diámetro del rodillo superior

l_{rod} : Ancho de los rodillos

b: semiancho de contacto entre el rodillo y el perfil rolado

$P_{\text{máx.}}$: presión en el rodillo superior

Ambos materiales son de acero se considera:

$$E_{acero} = 200 GPa$$

$$\nu_{acero} = 0.27$$

Además:

$$l_{rod} = 35.4 \text{ mm} \quad \text{Ver planos}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

Entonces:

$$b = \sqrt{\frac{2(3000N)}{\pi(35.4mm)} * \frac{(1 - 0.27^2)/200000N/mm^2 + (1 - 0.27^2)/200000N/mm^2}{1/310mm + 1/80mm}} = 0.178mm$$

- **Presión en el rodillo superior**

La Presión en el rodillo superior se determina según shigley mediante: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$P_{Max} = \frac{2P_{rod}}{\pi b l_{rod}} = \frac{2(3000N)}{\pi(0.178mm)(35.4mm)} = 303.1 Mpa$$

- **Esfuerzo cortante máximo en el rodillo superior:**

$$\tau = 0.3P_{Max} = 0.3(303.1 Mpa) = 90.93 Mpa$$

- **Límite de fluencia requerido.**

Con la siguiente condición de resistencia para aceros al carbono, se puede determinar el límite de fluencia requerido, cuando la pieza está sometida a esfuerzo cortante. (ASTM, Valido para aceros al carbono)

$$[\tau]_t = 0.40S_y$$

Despejado S_y

$$S_{yr} = \frac{[\tau]_t}{0.4} = \frac{90.93Mpa}{0.4} = 227.325Mpa$$

- **Material seleccionado para los rodillos:**

Se especifica un acero AISI 1040 CD estirado en frío, puesto que es un material lo suficientemente resistente para soportar las cargas cortantes que actúan en el mismo y sea lo menos voluminoso posible (tabla 14, anexo 1). También este tipo de acero está disponible en el mercado local y es fácil su adquisición, su costo relativamente bajo. El límite de fluencia de acero AISI 1040 CD es 2.15 veces mayor del que se calculó $490Mpa. > 227.325Mpa$ por lo tanto podemos asegurar que este es el material adecuado para la fabricación de los rodillos.

- **Factor de seguridad:**

El factor de seguridad se determina mediante: (Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, diseño de ingeniería Mecánica shigley)

$$n = \frac{S_{ys}}{\tau_{yr}}$$

Donde

S_y : esfuerzo de fluencia del acero

S_{ys} : esfuerzo de fluencia al corte

$\tau_{Máx.}$: Esfuerzo cortante máximo n: factor de

n: factor de seguridad

$$S_y = 490Mpa$$

$$S_{ys} = 0.577 S_y = 282.73Mpa$$

Entonces:

$$n = \frac{S_{ys}}{\tau_{yr}} = \frac{282.73Mpa}{90.93Mpa} = 3.11$$

El factor de seguridad es mayor que uno, lo que indica que el rodillo superior no fallara. Es aceptable tomando en cuenta que el esfuerzo generado es más de 3 veces por debajo del esfuerzo máximo y que es el material apropiado y económico. Como los rodillos inferiores tienen la misma geometría y actúan la mitad de la carga en el rodillo superior garantiza que los rodillos inferiores tampoco fallaran.

- **Límite de tamaño para los rodillos y los ejes:**

El diámetro de los ejes en que se montadas las rodillos es de 24 mm. Los rodillos deben ajustarse de modo confiable sobre el eje. Para esta aplicación debería ser satisfactorio un grado ajuste esmerado (forjado ligero) para que el rodillo pueda ser montada y desmontada con facilidad. De acuerdo a la tabla 15, 16,17 (Anexos I).

Los límites de tolerancia para el orificio son (-0.016,+0.016) para J8, según la tabla 16 y tabla 17

- **El Orificio de los Rodillos es.** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

$$24 \text{ mm} + 0.016\text{mm} = 24.016\text{mm} \quad (\text{maximo})$$

$$24 \text{ mm} - 0.016\text{mm} = 23.984\text{mm} \quad (\text{minimo})$$

- **Diámetro del eje**

Los límites de tolerancia para el eje son (0.000 y -0.052) para h9

$$24 \text{ mm} - 0.000\text{mm} = 24.000\text{mm} \quad (\text{máximo})$$

$$24\text{mm} - 0.052\text{mm} = 23.948 \text{ mm} \quad (\text{minimo})$$

La holgura máxima se obtiene al combinar el eje mínimo con el orificio máximo. Por el contrario, al combinar el eje máximo con el orificio mínimo se obtiene la holgura mínima.

En consecuencia los límites de la holgura son:

$$24.016\text{mm} - 23.984\text{mm} = 0.032\text{mm} \quad 32\mu\text{m} \quad (\text{máximo})$$

$$23.984\text{mm} - 24.000\text{mm} = -0.016\text{mm} = -16\mu\text{m} \quad (\text{minima})$$

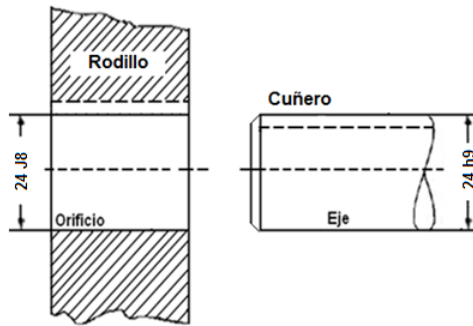


Figura 4.6 Tolerancia del eje y del orificio del rodillo.

Fuente: Diseño de elementos de máquinas R.L. Mott

Nota: Para el caso de los ejes inferiores que ensamblan con sus rodillos se puede emplear las mismas tolerancias h9 para el eje y J8 para el agujero.

4.3 Diseño del tornillo de potencia.

El tornillo de potencia es el encargado de desplazar el rodillo superior con la fuerza requerida para doblar los perfiles que serán rodados, se considerará diseñar en base a la resistencia que ofrece dichos perfiles a doblarse. (Figura 4.9)

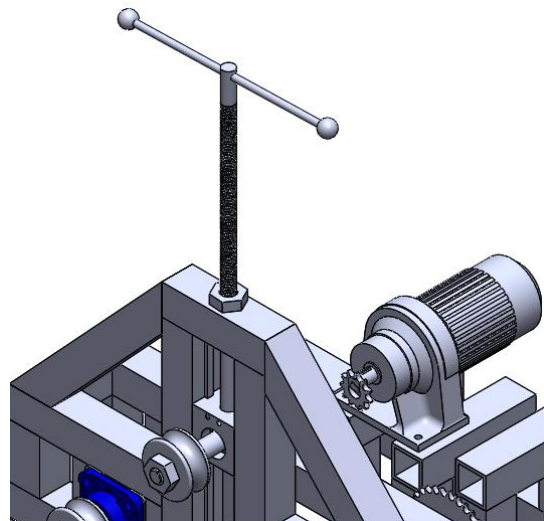


Figura 4.7: Vista isométrica del tornillo de potencia.

Fuente: Solid Works.

- **Fuerza ejercida sobre el tornillo**

Corresponde a la resistencia que ofrece

$$F_T = 3KN = 3000N$$

- **Diámetro del tornillo seleccionado**

De la tabla 10 para tornillos de rosca estándar

$$d = \frac{3}{4} \text{pulgadas} (19.05mm)$$

De la tabla 10 también se obtienen las siguientes propiedades geométricas:

Hilos por pulgadas de los tornillos: $N = 10 \text{ Hilos/pulgadas}$

Diámetro de raíz del tornillo: $d_r = 0.6201 \text{ pulg} = 15.75mm$

Área de esfuerzo a tensión: $A_t = 0.3345 \text{ pulg}^2 = 215.81 \text{ mm}^2$

- **Paso del tornillo:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

$$P = \frac{1}{N} = \frac{1}{10 \text{ Hilos/pulgadas}} = 0.1 \text{ pulg} = 2.54mm$$

- **Diámetro medio del tornillo:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

Se determina mediante:

$$d_m = d - \frac{0.6495}{N} = \frac{3}{4} \text{pulg} - \frac{0.6495}{10 \text{ Hilos/pulgadas}} = 0.68505 \text{ pulg} = 17.4 \text{ mm}$$

- **Altura de la rosca:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

Se determina mediante:

$$h = \frac{d - d_r}{2} = \frac{0.75 \text{ pulg} - 0.6201 \text{ pulg}}{2} = 0.06495 \text{ pulg} = 1.65mm$$

- **Ancho de la rosca:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

Se determina mediante:

$$b = 2 * h * \tan(30) = 2(0.06495 \text{ pulg})\tan(30) = 0.075 \text{ pulg} = 1.9mm$$

Las roscas estándar por lo general son de 30° de inclinación.

- **Coeficiente de roce:**

Considerándola una máquina de calidad promedio de mano de obra y materiales en condiciones de operación (ver tabla 19, anexo 1)

$$\mu = 0,21$$

- **Numero de hileras en contacto con el enroscado:**

Se considera $n=4$

- **Avance del tornillo:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

Se determina mediante:

$$L = n * p = 4 * 0.1 \text{ pulg} = 0.4 \text{ pulg} = 10.16 \text{ mm}$$

- **Torque necesario para desplazar la carga:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

$$T = F \frac{d_m}{2} \left[\frac{L \cos(30) + \mu d_m}{\pi d_m \cos(30) - \mu L} \right] = (3 \text{ KN}) \frac{(17.4 \text{ mm})}{2} \left[\frac{(10.16 \text{ mm}) \cos(30) + \pi(0.21)(17.4 \text{ mm})}{\pi(17.4 \text{ mm}) \cos(30) - (0.21)(10.16 \text{ mm})} \right]$$

$$T = 11.71 \text{ N.m}$$

- **Esfuerzo a flexión en la rosca:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

$$\sigma_f = \frac{3 F h}{\pi d_m n b^2} = \frac{3 (300 \text{ N}) (1.65 \text{ mm})}{\pi (17.4 \text{ mm}) (4) (1.9 \text{ mm})^2} = 18.81 \text{ Mpa}$$

- **Esfuerzo a tensión en el tornillo de potencia:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} = \frac{3000 \text{ N}}{215.81 \text{ mm}^2} = 13.9 \text{ Mpa}$$

- **Esfuerzo cortante:** (Mott. L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d_r^3} = \frac{16(11.71Nm)}{\pi (0.01575m)^3} = 15.26Mpa$$

- **Límite de fluencia requerido.**

Con la siguiente condición de resistencia para aceros al carbono, se puede determinar el límite de fluencia requerido, cuando la pieza está sometida a esfuerzo cortante que es el que predomina en el tornillo de potencia. (ASTM, valido para aceros al Carbono)

$$[\tau]_t = 0.40S_y$$

Despejado S_y

$$S_{yr} = \frac{[\tau]_t}{0.4} = \frac{15.26Mpa}{0.4} = 38.16 Mpa$$

- **Material seleccionado para el tornillo de potencia:**

Se especifica Acero SAE grado 1 (tabla 20, anexo 1) para el tornillo y la tuerca por ser un material con facilidad de adquisición y muy resistente. El límite de fluencia del Acero SAE grado 1 es 6.55 veces mayor del que se calculó $250Mpa > 38.16Mpa$ por lo tanto podemos asegurar que este es el material adecuado para la fabricación del tornillo de potencia.

Para el caso de la rosca también se fabrica con el mismo material.

- **Factor de seguridad del tornillo de potencia:**

El factor de seguridad se determina mediante: (Norton. Robert, diseño de maquinarias)

$$n = \frac{S_{ys}}{\sigma}$$

Dónde:

S_y : esfuerzo de fluencia del acero

S_{ys} : esfuerzo de fluencia al corte

n: factor de seguridad.

σ : Esfuerzo de von Mises

$$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(13.9)^2 + 3(15.26)^2}$$

$$\sigma = 29.86 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 250 \text{ Mpa}$$

Entonces:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 \text{ Mpa}}{29.86 \text{ Mpa}} = 8.37$$

Es aceptable tomando en cuenta que el esfuerzo generado es más de 8 veces por debajo del esfuerzo máximo.

- **Factor de seguridad en la rosca:**

$$n = \frac{S_y}{\sigma_f} = \frac{250 \text{ Mpa}}{18.81 \text{ Mpa}} = 13.3$$

Los factores de seguridad son mayores que 1 lo que garantiza que el tornillo de potencia y la tuerca no fallaran, son aceptable tomando en cuenta que su esfuerzo de trabajo no es de una magnitud aproximada a esfuerzo máximo del material y no se requirió un material de alta resistencia.

4.4 Diseño de los pasadores de unión entre el tornillo de potencia y el soporte del eje.

Los pasadores es el elemento que se encargara de unir el tornillo de potencia con el soporte del eje donde se desplaza el rodillo superior. El material seleccionado es Acero al carbono tipo ANSI 1040CD Laminado en frio con un $S_y = 490 \text{ Mpa}$ (a continuación se

detalla) por ser muy comercial. Se encuentra sometido a carga cortante por la fuerza ejercida por el tornillo de potencia.

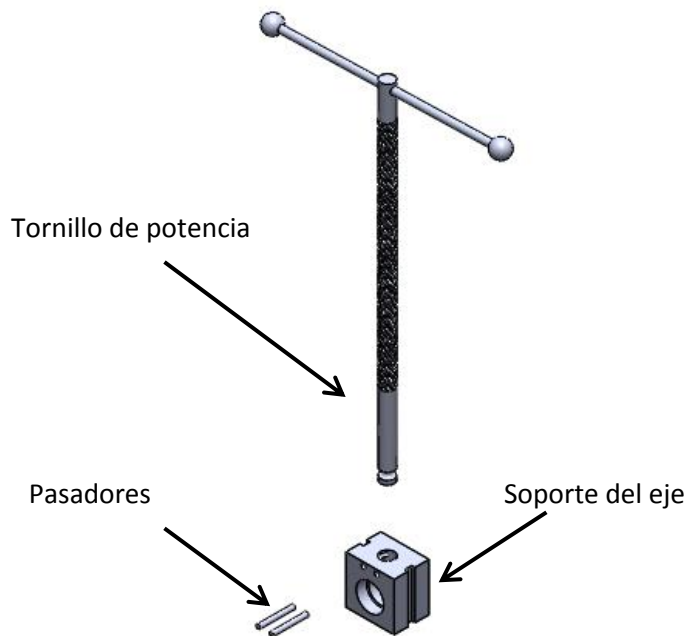


Figura 4.8: Vista explosiva de la unión entre el tornillo de potencia y porta bocín.

Fuente: Solid Works.

- **Carga cortante en el pasador:**

$$F_{cort} = 3KN = 3000N$$

- **Diámetro del pasador**

$$d_{pas} = \frac{1}{4} \text{ pulg} = 6.35mm$$

- **Esfuerzos cortantes en el pasador:**

Con la siguiente ecuación se determina el Esfuerzos cortantes en el pasador:

$$\tau_{max} = \frac{4F_{cort}}{\pi d_{pas}^2} = \frac{4(3000N)}{\pi (6.35mm)^2} = 94.73Mpa$$

- **Límite de fluencia requerido.**

Con la siguiente condición de resistencia para aceros al carbono, se puede determinar el límite de fluencia requerido, cuando la pieza está sometida a esfuerzo cortante. (ASTM)

$$[\tau]_t = 0.40S_y$$

Despejado S_y

$$S_{yr} = \frac{[\tau]_t}{0.4} = \frac{94.73 Mpa}{0.4} = 236.82 Mpa$$

- **Material seleccionado para el tornillo de potencia:**

Se especifica Acero ANSI 1040CD Laminado en frio con un $S_y = 490 Mpa$ con 2 veces mayor del que se calculó $490 Mpa. > 236.82 Mpa$ por lo tanto podemos asegurar que este es el material adecuado para la fabricación de los pasadores.

- **Factor de seguridad contra falla por fluencia:**

$$n = \frac{S_y}{\tau_{max}} = \frac{490 Mpa}{94.73} = 5.17$$

Es aceptable ya que al ser mayor que 1 garantiza que el pasador no fallará por fluencia, es aceptable tomando en cuenta que su esfuerzo está a más de 5 veces por debajo del máximo del material, su material es de fácil adquisición y son de un tamaño muy ligero.

4.5 Selección de los cojinetes.

Los cojinetes se fabrican para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas. La nomenclatura de un cojinete de bolas se ilustra en la figura 4.11. tomando en cuenta que actúan carga radial se seleccionó cojinete de bolas de una hilera SKF como selección preliminar, Tomando en cuenta que la carga impulsada actúa en condiciones de operación con poca frecuencia se seleccionó bajo condiciones de carga estática.

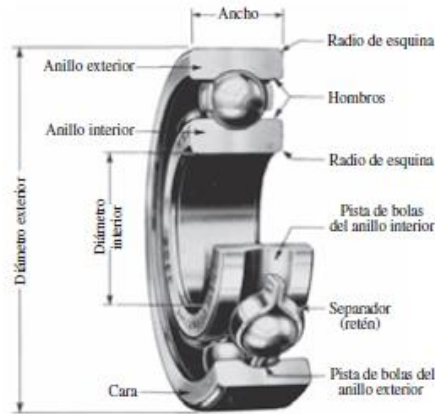


Figura 4.9: Cojinete de bola usado para la maquina roladora de perfiles.

Fuente: General Motors Corporation. GM Media Archives.

En el eje del rodillo superior los cojinetes se montan en el soporte del eje. Mientras que en los ejes de los rodillos inferiores ya viene montados con sus chumaceras. Para hacer su selección nos basamos al eje que soporta mayor carga, en este caso es el superior.

- **Fuerza radial:**

Del capítulo anterior sabíamos que:

$$R_{Ay} = 8.77KN \quad y \quad R_{Az} = 2.05KN$$

La fuerza radial sera: (Mott L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(8.77KN)^2 + (2.05KN)^2} = 9KN$$

- **Carga estática equivalente:**

Como solo actúa carga radial por lo tanto se tiene que:

$$P_{0A} = F_r = 9KN$$

- **Factor de seguridad Estática:**

Para este caso tomaremos: $S_0 = 1.03$

- **Carga básica:** (Mott L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

Se determina mediante:

$$C_{0A} = S_0 * P_0 = (1.03)(9KN) = 9.27KN$$

Dónde:

S_0 : Factor de seguridad estática para rodamientos giratorios normales de tipo de funcionamiento normal (ver tabla 21, anexo 1)

C_{0A} : Carga básica

- **Selección definitiva:**

Como selección definitiva se seleccionó cojinete de bolas de una hilera SKF modelo **6205 ETN 9**, su carga básica máxima es 9.8kN (ver tabla 22, anexo 1)

- **Factor de seguridad Estática Recalculado** (Mott L. Robert, diseño de elementos de máquinas)

Se determina mediante:

$$S_0 = \frac{C_{0A}}{P_{0A}} = \frac{9.8KN}{9} = 1.09$$

La selección del cojinete es satisfactoria ya que el factor de seguridad recalculado es mayor que el factor de seguridad que se consideró de acuerdo a las condiciones de funcionamiento y así para determinar la carga básica estática del rodamiento.

NOTA: Para los cojinetes de los rodillos inferiores se tomaron del mismo modelo, ya estos como mencionábamos anteriormente viene montados en sus chumaceras SKF (ver plano 1 anexo 2).

4.6 Diseño de la estructura.

La estructura es el elemento que soporta cada uno de los componentes de la máquina, estará conformada por tubos cuadrados y vigas por ser elementos de mucha disponibilidad en el mercado.

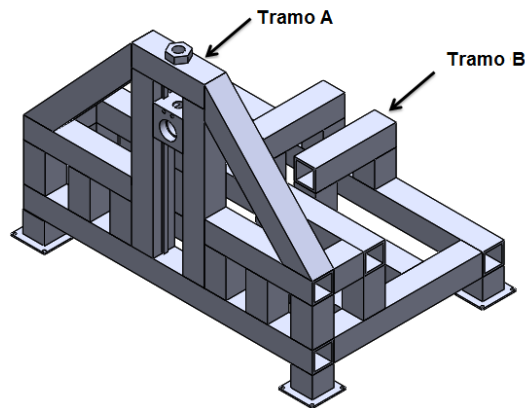


Figura 4.10: Estructura de la Maquina.

Fuente: Solid Works.

- **Diseño del tramo A**

El tramo A se encarga de soportar el soporte porta eje, para el eje del rodillo superior, se considerara diseñar para una carga de igual magnitud ala generada por el tornillo de potencia para el doblado de perfiles, es decir 3 kN. Se seleccionaron tubo cuadrado de 2X2X171.6 (ver plano 2, anexo 2) de acero A 500, $S_y = 269 \text{ Mpa}$ (tabla 35, anexo 1) puesto que es un material de fácil adquisición.

Si consultamos con el MD solid, y se sustituyen datos obtenemos:

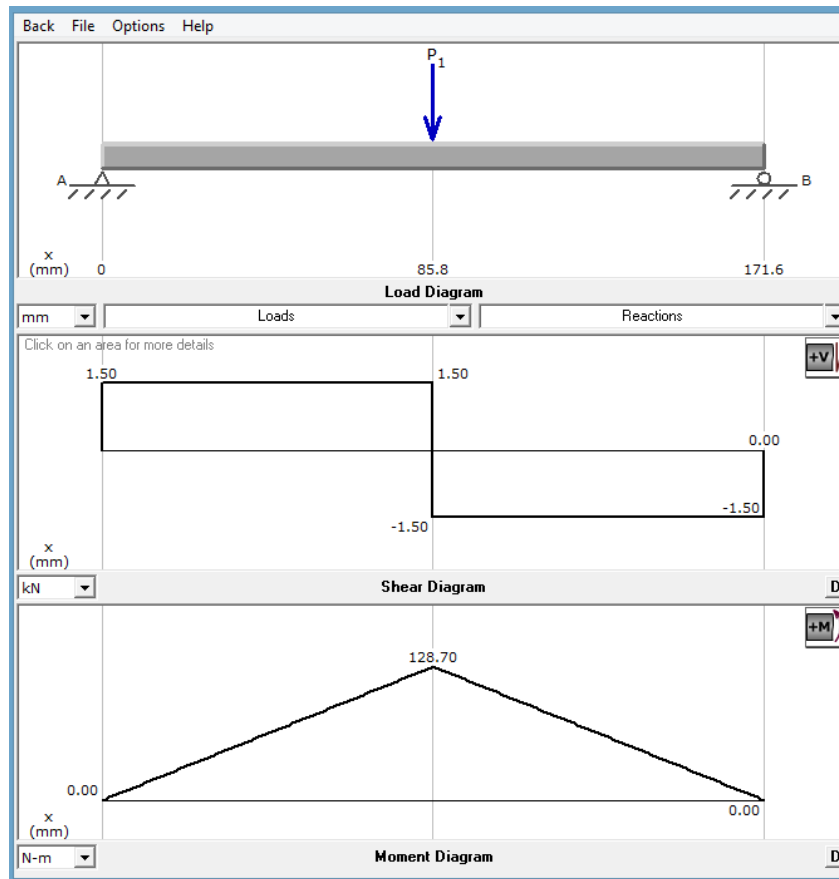


Figura 4.11. Ingreso de datos de la carga que está sometido el tramo A

Fuente: MD Solids

- **Perfil de tramo**

Si consultamos con las propiedades de sección (figura 3, anexo 1), para el tubo cuadrado en solid works obtenemos:

$$I = 322338.97 \text{ mm}^4 \text{ y } Y = 25.4 \text{ mm}$$

- **Esfuerzo a la flexión:**

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}Y}{I_{xx}} = \frac{(128.7 \text{ KN} \cdot \text{mm})(25.4 \text{ mm})}{322338.97} = 10.14 \text{ Mpa}$$

- **Factor de seguridad**

$$S_f = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{269Mpa}{10.14 Mpa} = 26.53$$

El factor de seguridad es mayor que uno lo que indica que el tramo no va a fallar. Es aceptable tomando en cuenta que su material del tubo cuadrado es uno de los más económicos y su esfuerzo de trabajo se encuentra 27 veces menor que el esfuerzo máximo del material.

- **Deflexión del tramo A** (ver tabla 31 anexo 1) sabiendo que $E=206.8Gpa$

$$y_{max} = \frac{-PL^3}{48EI} = \frac{-(3000N)(171.6mm)^3}{48(206800 N/mm^2)(322338.97mm^4)} = 0.0047mm$$

ES aceptable ya que es muy pequeña en comparación con la longitud del tramo.

- **Soldadura en los extremos del tramo A:**

La soldadura es la encargada de unir los extremos del tramo A en la estructura, se considerará diseñar en base a las reacciones que actúa en los extremos del tramo A, es decir 1.5 kN bajo efecto de carga cortante.

- **Área de la soldadura:**

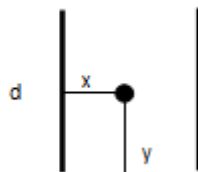


Figura 4.12. Ingreso de datos de la carga que está sometida del eje

Fuente: Paint

$$d = 50.8mm \quad y \quad t_c = \frac{1}{4} in = 6.35 mm$$

$$h = (t_c)\sin(45^\circ) = 0.1767in = 4.49mm$$

$$A_{\text{cordón}} = 1.414h.d = 1.414(4.49\text{mm})(6.35\text{ mm}) = 40.32\text{mm}^2$$

Dónde:

h: altura del cordón de soldadura.

tc: longitud de la garganta de la soldadura.

La ecuación del área de la soldadura De la tabla 9.2 propiedades a flexión de uniones de soldaduras de filete del Joseph Shigley (Ver anexo N° 32), por ser suficiente cordón soldante para permanecer unida al resto de la estructura.

- **Esfuerzo en la soldadura:**

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cordón}}} = \frac{1500\text{N}}{40.32\text{mm}^2} = 37.2\text{ Mpa}$$

El electrodo utilizado para la soldadura es de tipo E6013 cuyos valores de resistencia la fluencia $S_y = 345\text{ MPa}$ y Resistencia última a la tensión $S_{ut} = 427\text{MPa}$ de la tabla 9-3 de las propiedades mínimas a la tensión del metal soldante del Joseph Shigley (ver tabla 33, anexo 2).

- **Resistencia de fluencia al corte:**

$$S_{ys} = 0.577S_y = 199.065\text{Mpa}$$

- **Factor de seguridad contra la fluencia:**

$$n_s = \frac{S_{ys}}{\tau} = \frac{199.065\text{Mpa}}{37.2\text{ Mpa}} = 5.35$$

El factor de seguridad es mayor a 1.44, es aceptable ya que el reglamento AISC recomendando que los cordones de soldadura bajo cargas cortantes sean 1.44 como mínimo, el cordón de soldadura seleccionado es el apropiado.

- **Diseño del tramo B**

El tramo B se encarga de soportar el peso del motor seleccionado que es de 15 Lb (66.75N). Se seleccionaron tubo cuadrado de 2X2X189.6 (ver plano 2, anexo 2) de acero A 500, $S_y = 269 \text{ Mpa}$ (tabla 35, anexo 1) puesto que es un material de fácil adquisición.

Si consultamos con el MD solid, y se sustituyen datos obtenemos:

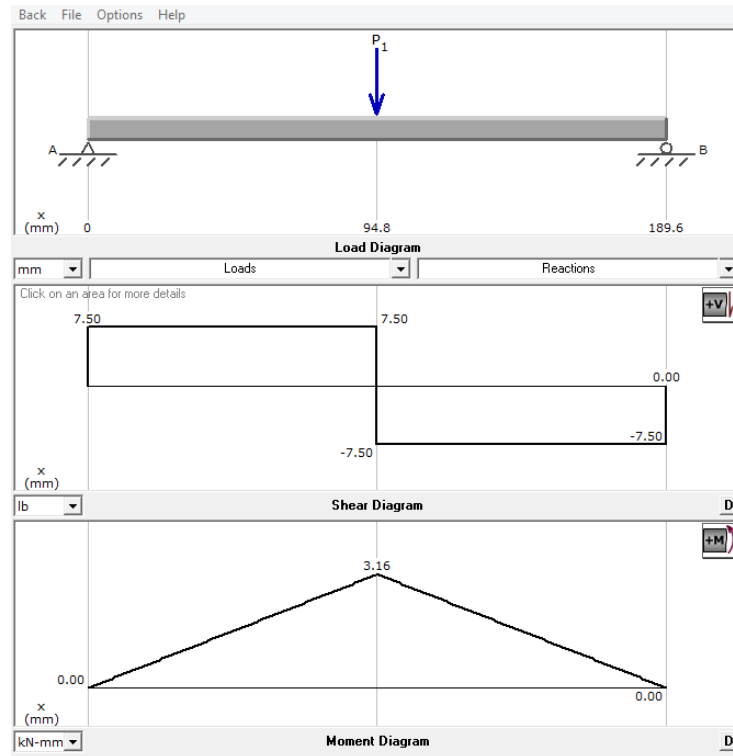


Figura 4.13. Ingreso de datos de la carga que está sometido el tramo B

Fuente: MD Solids.

- **Perfil de tramo**

Si consultamos con las propiedades de sección, para el tubo cuadrado en solid works obtenemos:

$$I = 322338.97 \text{ mm}^4 \text{ y } Y = 25.4 \text{ mm}$$

- **Esfuerzo a la flexión:**

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}Y}{I_{xx}} = \frac{(3.16KN \cdot mm)(25.4mm)}{322338.97mm^4} = 0.25Mpa$$

- **Factor de seguridad**

$$S_f = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{269Mpa}{0.25Mpa} = 1080.3$$

El factor de seguridad es mayor que uno lo que indica que el tramo no va a fallar. Es aceptable tomando en cuenta que su material del tubo cuadrado es uno de los más económicos.

- **Deflexión del tramo B** (ver tabla 31 anexo 1) sabiendo que $E=206.8Gpa$

$$y_{max} = \frac{-PL^3}{48EI} = \frac{-(66.72N)(189.6mm)^3}{48(206800N/mm^2)(322338.97mm^4)} = 0.00000000395mm$$

ES aceptable ya que es muy pequeña en comparación con la longitud del tramo.

- **Soldadura en los extremos del tramo B:**

La soldadura es la encargada de unir los extremos del tramo B en la estructura, se considerará diseñar en base a las reacciones que actúa en los extremos del tramo B, es decir 33.6N bajo efecto de carga cortante.

- **Área de la soldadura:**

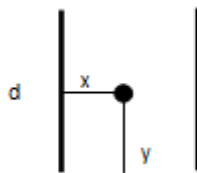


Figura 4.11. Ingreso de datos de la carga que está sometida del eje

Fuente: Paint

$$d = 50.8mm \quad y \quad t_c = \frac{1}{4} in = 6.35 mm$$

$$h = (t_c)\text{sen}(45^\circ) = 0.1767in = 4.49mm$$

$$A_{\text{cordón}} = 1.414h \cdot d = 1.414(4.49mm)(6.35 mm) = 40.32mm^2$$

Dónde:

h: altura del cordón de soldadura.

tc: longitud de la garganta de la soldadura.

La ecuación del área de la soldadura De la tabla 9.2 propiedades a flexión de uniones de soldaduras de filete del Joseph Shigley (Ver anexo N° 32), por ser suficiente cordón soldante para permanecer unida al resto de la estructura.

- **Esfuerzo en la soldadura:**

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cordón}}} = \frac{33.36N}{40.32mm^2} = 0.827 Mpa$$

El esfuerzo en la soldadura es de menor magnitud al cordón de soldadura en los extremos del tramo A, tomando en cuenta que el electrodo seleccionado es el mismo, garantiza que la soldadura en el tramo B tampoco fallara.

Nota: en el resto de los tramos de las estructura son de tubos cuadrados de 2X2" de acero ASTM A500, p las cargas que actúan son menores a las cargas que actúan en los tramos A y B garantizando que los tramos tampoco fallarán.

CAPITULO V - FABRICACIÓN Y MONTAJE DE CADA COMPONENTE DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.

En el presente capítulo se detallan los procedimientos utilizados para la mecanización y fabricación de los diferentes elementos que conforman la máquina roladora de perfiles, así como también el montaje general de todos sus componentes para así obtener en su totalidad la roladora de perfiles.

5.1 Fabricación de la estructura de la roladora.

La roladora de perfiles consta de una estructura muy resistente con el fin de soportar el peso de todos sus elementos, de manera que se seleccionó un tubo estructural de sección cuadrada de 2 in (50.8 mm) y las dimensiones modelo son: 519 mm de alto, 680 mm de ancho y 452 mm de profundidad como se muestra en la **figura 5.1**

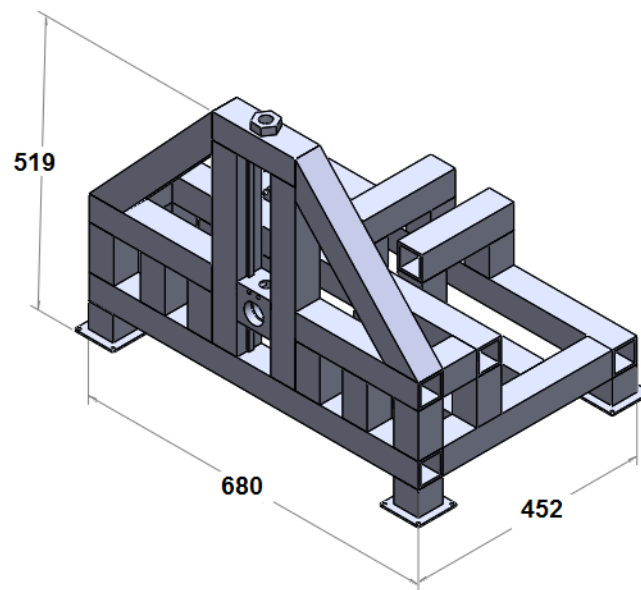


Figura 4.1: Estructura de la máquina roladora de perfiles (ver también plano 2, anexo 2).

Fuente: Solid Works.

- **Proceso:**

- a) Selección del material.
- b) Tomar medidas del diseño seleccionado.
- c) Comprar el material.
- d) Fabricar la estructura.

- **Materiales:**

- a) Dos tubos de acero estructural ASTM A-36 de perfil cuadrado de 2 in (50.8 mm), de 2 mm de espesor y 6 metros de longitud c/u.
- b) Una libra de electrodo número 6013 de 1/8 in Lincon.
- c) Discos de esmerilar de 9" y 14".
- d) Un cuarto de pintura color negra anticorrosiva.

- **Máquinas y herramientas:**

- 1) Escuadra.
- 2) Cinta métrica.
- 3) Martillo.
- 4) Nivel.
- 5) Esmeril / Pulidora.
- 6) Sargento.
- 7) Máquina de soldar.

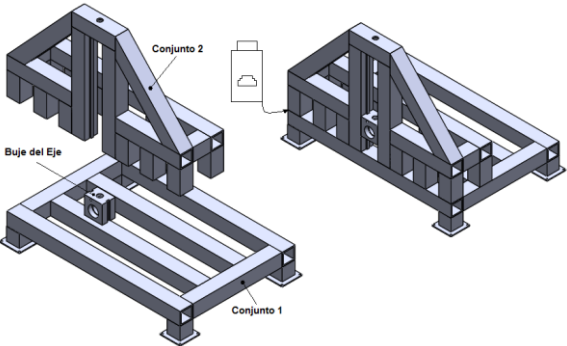
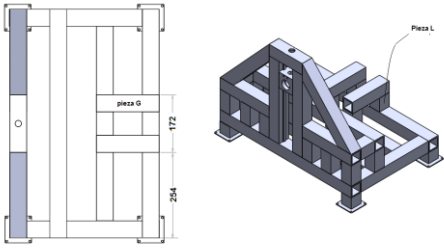
Procedimiento:

- 1) En primer lugar con los planos en manos se trazan las medidas exactas para realizar los cortes con el esmeril.

- 2) Se cortan tubos rectos para fabricar la base de la estructura, la cual son unidas por soldaduras de arco eléctrico empleando electrodos LINCON E6013 de 1/8 in (ver tabla 23, anexo 1).
- 3) Una vez obtenida la base se cortan 2 tubos con ángulos de 45° para formar la estructura superior.
- 4) Utilizando la escuadra de 90° se colocan 4 tubos, el cual es posteriormente soldados a la base; para la sujeción de la misma.
- 5) Con una máquina de soldar por arco eléctrico y empleando electrodos LINCOLN E6013 se colocan y se sueldan cada tubo. Se utiliza distintas herramientas como nivel para alinear los tubos, sargento para sujetarlos y removedor de escoria para limpiar la soldadura.
- 6) Seguidamente se le da el acabado desprendiendo el exceso de material con el esmeril.

Carta tecnológica de la Base Estructural				
N o	Denominación de la Operación	Esquema	Instrumento de medición	Datos Técnicos: A: Amperios S:(Avance en mm/rev) E: Electrodo
1	<p>1.1 Cortar a medida.</p> <p>1.2 Verificar medida en bruto.</p> <p>1.3. Taladrar manualmente agujeros a medida en la pieza H.</p> <p>1.4 Eliminar</p>		Cinta métrica goniómetro o y pie de rey.	Régimen de corte.

	filos cortantes.			
2	<p>2.1 Soldar piezas A, B y E a medida.</p> <p>2.2 Soldar piezas M en los extremo de las piezas A a medida.</p> <p>2.3 Soldar placas (pieza N) en base en piezas M.</p>		Cinta métrica escuadra y pie de rey.	E 6013 A= 75
3	<p>3.1 Soldar piezas C, D, F, H y K a medida.</p> <p>3.2 perforar 4 agujero repartidos de forma simétrica a lo largo de la piezas O y Soldar en el punto medio de las piezas C.</p> <p>3.3 soldar pieza A con las piezas J a</p>		Cinta métrica escuadra, goniómetro y pie de rey.	E 6013 A= 75

	<p>medida.</p> <p>3.4 Unir y Soldar los soporte con piezas K a medida.</p>			
4	<p>4.1. Montar el soporte del eje superior (soporte porta eje).</p> <p>4.2 Unir conjuntos soldados operaciones 2 y 3 a medida.</p>		<p>Cinta métrica escuadra y pie de rey.</p>	<p>E 6013 1/8 in</p> <p>A= 75</p> <p>(ver tabla 23)</p>
5	<p>5.1. Soldar piezas G y L a medida para formar la base del motor reductor.</p>		<p>Cinta métrica escuadra y pie de rey.</p>	<p>E 6013</p> <p>A= 75</p>

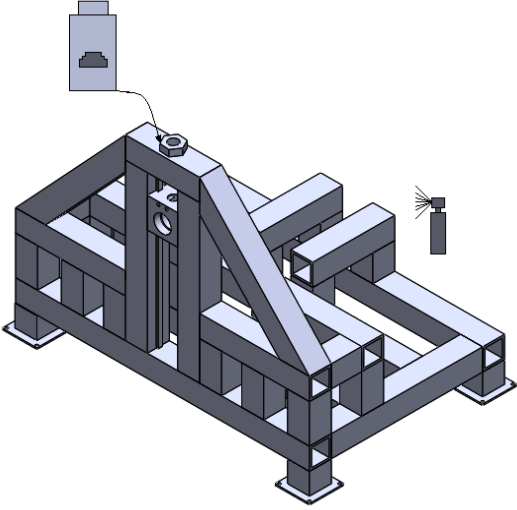
6	<p>6.1. Soldar tuerca $\frac{3}{4}$" en soporte (pieza H).</p> <p>6.2. Pasar pulidora.</p> <p>6.3. Limpiar conjunto.</p> <p>6.4. Eliminar rebabas.</p> <p>6.5. Pintar conjunto con pintura anticorrosiva color negro.</p> <p>6.6 verificar medida con el plano.</p>		Pie de rey.	<p>E 6013</p> <p>A= 75</p>
---	--	---	-------------	----------------------------

Tabla 4.1: Orden de ejecución del Base Estructural.

Fuente: Sabina de ingeniería y Solid Works

5.2 Fabricación de los ejes.

- **Proceso:**

- Selección del material.
- Tomar medidas del diseño.
- Mecanización.

- **Materiales:**

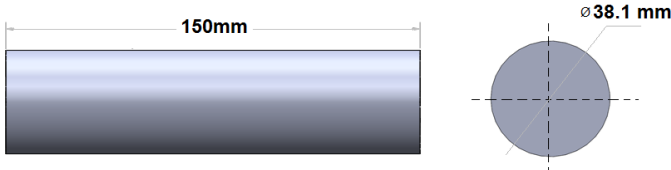
- Barra de acero SAE 4340 templado y revenido.

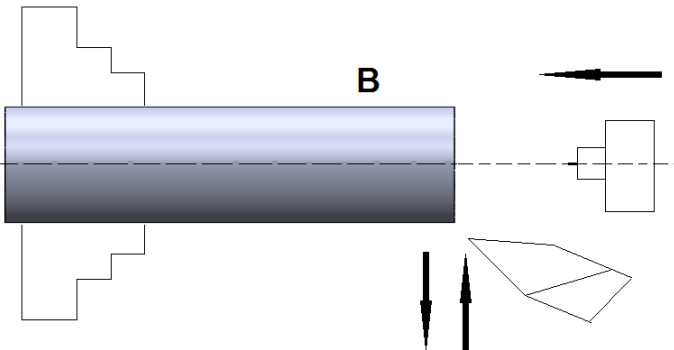
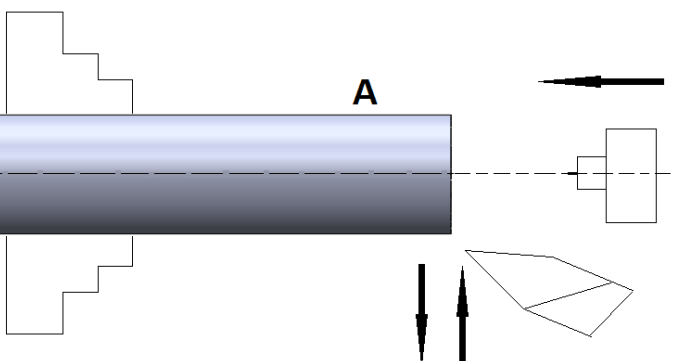
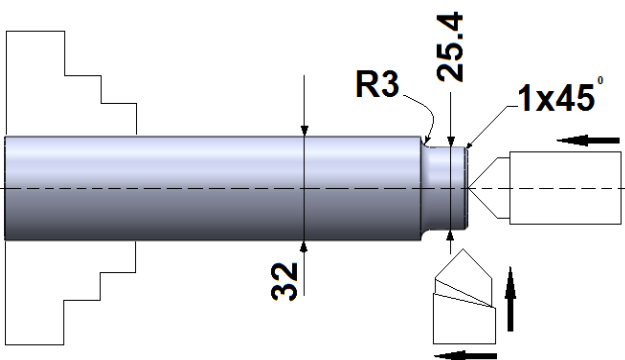
- **Equipos y herramientas:**

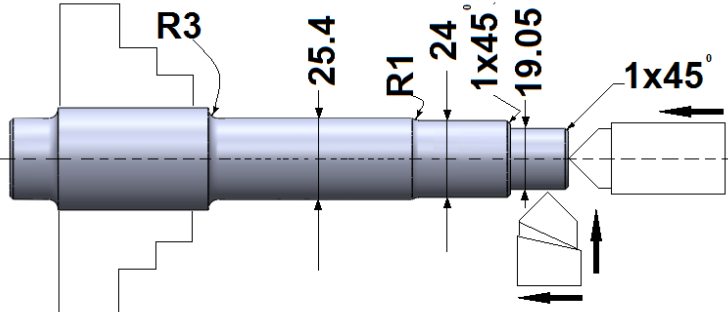
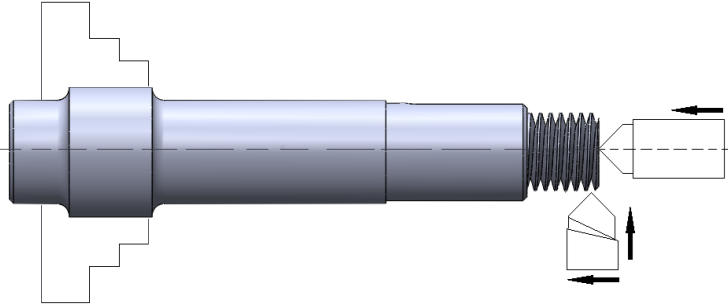
- 1) Sierra mecánica.
- 2) Torno.
- 3) Fresadora.
- 4) Calibradores.

• **Procedimiento:**

- 1) Se cortan 3 barras de acero SAE 4340 templado y revenido de 1.½”(38.1 mm), 2 barras de 350mm de longitud y una de 150 mm de longitud.
- 2) Luego se mecanizan en el torno los tres ejes para darles las dimensiones del diseño y la rosca en uno de sus extremos de cada eje. (ver plano 3, anexo 2)
- 3) En la zona donde irán los rodamientos en los ejes se le dejara la tolerancia que se especifica en los planos para tener mayor confiabilidad de la pieza.
- 4) Los ejes se llevan a la fresadora ya que en cada uno de sus extremos se le mecanizan los canales para las cuñas que darán el ajuste con los rodillos y las catarinas. (ver plano 2, Anexo 2)
- 5) Seguidamente se le realizan las roscas a los ejes; para el agarre de los rodillos. (ver plano 2, Anexo 2)

Carta tecnológica del eje superior				
No	Denominación de la Operación	Esquema	Instrumento de medición	Datos Técnicos: A: Amperios S:(Avance en mm/rev)
1	1.1 Cortar 1.2 Verificar medida en bruto Ø38.1X150.		Pie de rey, micrómetro.	Régimen de corte.

2	<p>2.1 sujetar, centrar pieza a lado.</p> <p>2.2 Refrentar Cara en B.</p> <p>2.3. Pasar boca de centro.</p>		<p>Pie de rey, micrómetro.</p>	<p>$n = 430$</p> <p>$S = 0.4$</p> <p>$V_c = 85$</p>
3	<p>3.1. Invertir y centrar pieza.</p> <p>3.2 Refrenar cara en A e 147.8 mm.</p> <p>3.3 Pasar broca de centro.</p>		<p>Pie de rey, micrómetro.</p>	<p>$n = 430$</p> <p>$S = 0.6$</p> <p>$V_c = 65$</p>
4	<p>4.1. Centrar pieza con punto.</p> <p>4.2. Cilindrar lado A con medida. Ø25.4X15, Ø32, realizar chaflán y redondeo.</p> <p>4.3. Eliminar rebaba.</p>		<p>Pie de rey, micrómetro, Calibrador pasa no pasa.</p>	<p>$n = 550$</p> <p>$S = 0.4$</p> <p>$V_c = 35-45$</p>

<p>5</p> <p>5.1. Invertir y centrar Pieza con punto. 5.2. Cilindrar lado B con medidas $\varnothing 19.05 \times 18$, $\varnothing 24 \times 35.4$, $\varnothing 25.4 \times 58.6$, realizar chaflán y redondeo a medida. 5.3. Eliminar rebaba.</p>		<p>Pie de rey, micrómetro, Calibrador pasa no pasa.</p>	<p>$n = 550$ $S = 0.2$ $V_c = 25-35-45$</p>
<p>6</p> <p>6.1. Sujetar y centrar pieza con ayuda de punto. 6.2. Cilindrar y realizar la rosca a medida paso :2.54mm a 7.25 revoluciones 6.3. Eliminar rebaba.</p>		<p>Pie de rey, micrómetro, Calibrador para rosca.</p>	<p>$n = 550$ $S = 0.4$ $V_c = 35-45$</p>

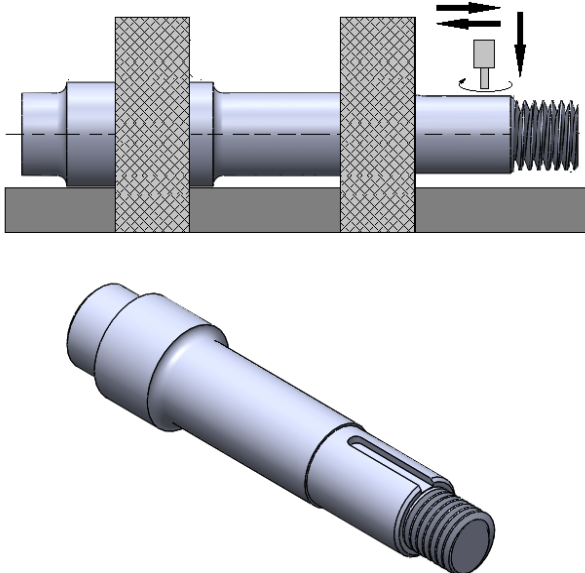
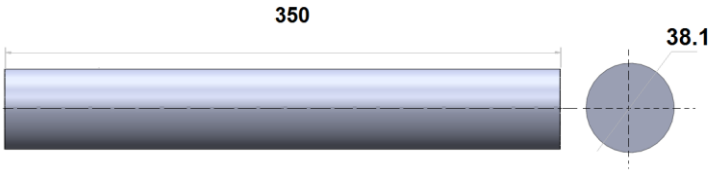


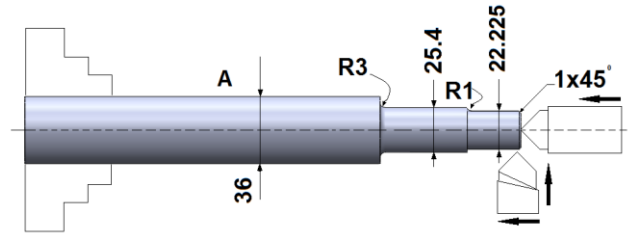
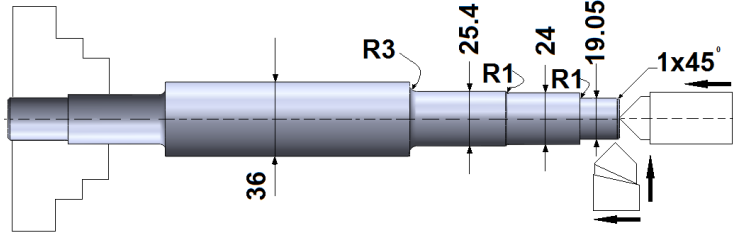
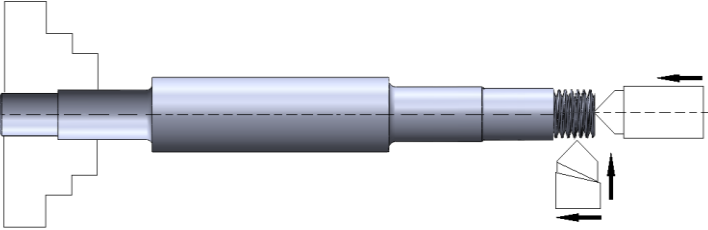
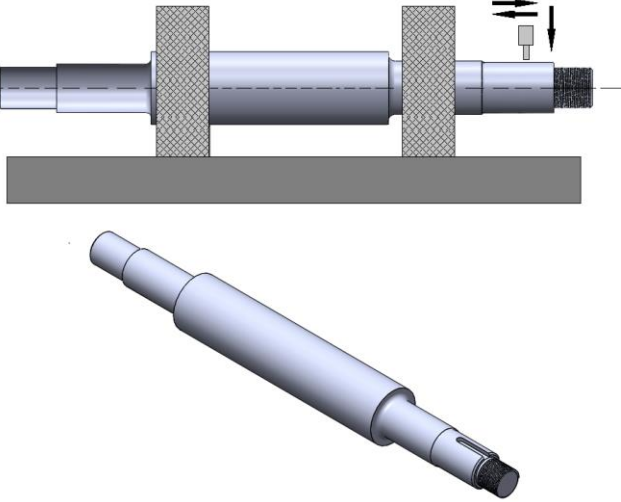
7	<p>7.1 Sujetar y centrar pieza en fresadora.</p> <p>7.2. Realizar chavetero para cuña cuadrada de 4.76mm a una profundidad de 30mm.</p> <p>7.3. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey	<p>$n = 500$</p> <p>$S = 0.2$</p> <p>$V_c = 15$</p>
---	--	--	------------	--

Tabla 4.2: Orden de ejecución del eje superior.

Fuente: Sabina de ingeniería y Solid Work

Carta tecnológica del eje inferior				
No	Denominación de la Operación	Esquema	Instrumento de medición	Datos Técnicos: A: Amperios S:(Avance en mm/rev)
1	1.1 Cortar dos piezas a medida.		Pie de rey, micrómetro.	Régimen de corte.
	1.2 Verificar medida en bruto Ø38.1X348			
2	2.1 sujetar, centrar pieza a lado. 2.2 Refrentar		Pie de rey, micrómetro.	<p>$n = 430$</p> <p>$S = 0.6$</p> <p>$V_c = 65$</p>

	<p>Cara en B.</p> <p>2.3. Pasar boca de centro.</p>			
3	<p>3.1. Invertir y centrar pieza.</p> <p>3.2 Refrenar cara en A a medida de 346</p> <p>3.3 Pasar broca de centro.</p>		<p>Pie de rey, micrómetro.</p>	<p>n = 430</p> <p>S = 0.6</p> <p>Vc = 65</p>
4	<p>4.1. Centrar pieza con punto.</p> <p>4.2. Cilindrar lado A con medida. Ø22.225X30, Ø25.4X50 y Ø36X168, realizar chaflán y redondeo a medida.</p> <p>4.3. Eliminar rebaba.</p>		<p>Pie de rey, micrómetro, Calibrador pasa no pasa.</p>	<p>n = 550</p> <p>S = 0.4</p> <p>Vc = 25-35-45</p>
5	<p>5.1. Invertir y centrar Pieza con punto.</p> <p>5.2. Cilindrar lado B con medidas Ø19.05X18, Ø 24X79, Ø 25.4X15, realizar chaflán y redondeo.</p> <p>5.3. Eliminar rebaba.</p>		<p>Pie de rey, micrómetro, Calibrador pasa no pasa.</p>	<p>n = 550</p> <p>S = 0.4</p> <p>Vc = 25-35-45</p>

6	<p>6.1. Sujetar y centrar pieza con ayuda de punto.</p> <p>6.2. Cilindrar y realizar la rosca paso: 2.54 y 7 revoluciones</p> <p>6.3. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey, micrómetro, Calibrador para rosca.	<p>$n = 500$</p> <p>$S = 0.6$</p> <p>$V_c = 35-45$</p>
7	<p>7.1 Sujetar y centrar pieza en fresadora.</p> <p>7.2. Realizar chavetero para cuña cuadrada de 4.76mm a una profundidad de 30mm.</p> <p>7.3. Eliminar rebaba</p>		Pie de rey, micrómetro	<p>$n = 500$</p> <p>$S = 0.2$</p> <p>$V_c = 15$</p>

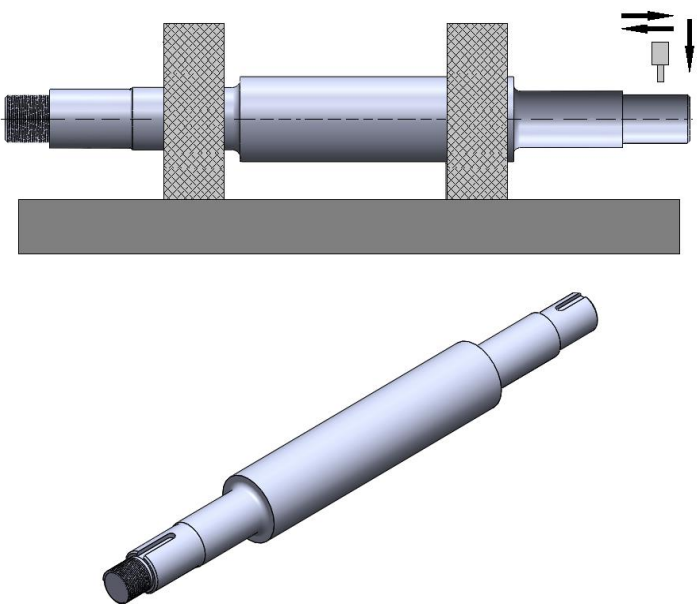
8	<p>8.1 Invertir y centrar Pieza con punto.</p> <p>8.2 Sujetar y centrar pieza en fresadora.</p> <p>8.3. Realizar chavetero para cuña cuadrada de 4.76mm a una profundidad de 30mm.</p> <p>8.4. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey, micrómetro	<p>$n = 500$</p> <p>$S = 0.2$</p> <p>$V_c = 15$</p>
---	---	--	---------------------------	--

Tabla 4.3: Orden de ejecución de los ejes inferior

Fuente: Sabina de ingeniería y Solid Works

- **Acabado.**

El acabado de los rodillos se realizó con una calidad N8. (Ver tablas 24 y 25 Anexo I, Calidades Superficiales) Además trabajan en condiciones de desgaste por contacto bajo la acción de cargas, por lo que tendrá poca vida útil o una falla prematura si son sometidos a esfuerzos mayores. Por lo que se recomienda rolar perfiles a dimensiones establecidas (ver plano 4 y 5, anexo 2).

- **Montaje del eje**

Ya listos los ejes se acoplan con las Chumaceras y a su vez con el soporte porta eje ya montado a la estructura. (Ver plano 1, anexo 2)

5.3 Fabricación soporte porta eje.

En orden de fabricación es el primer elemento que se tiene que realizar, puesto que lo requiere la estructura de la maquina roladora de perfiles.

- **Proceso:**

- a) Selección del material.
- b) Tomar medidas del diseño.
- c) Cortar material.
- d) Mecanizar.
- e) Perforar

- **Materiales:**

- a) Una barra cuadrada de acero AISI 1045 CD.

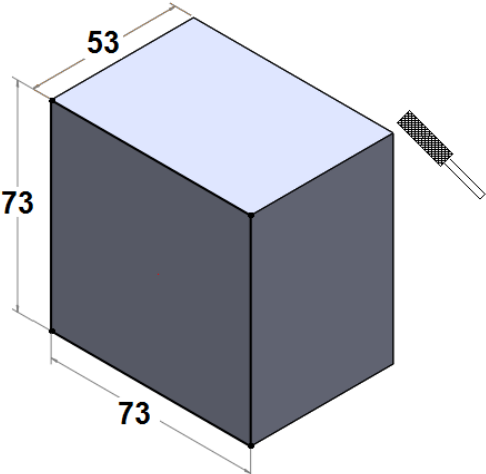
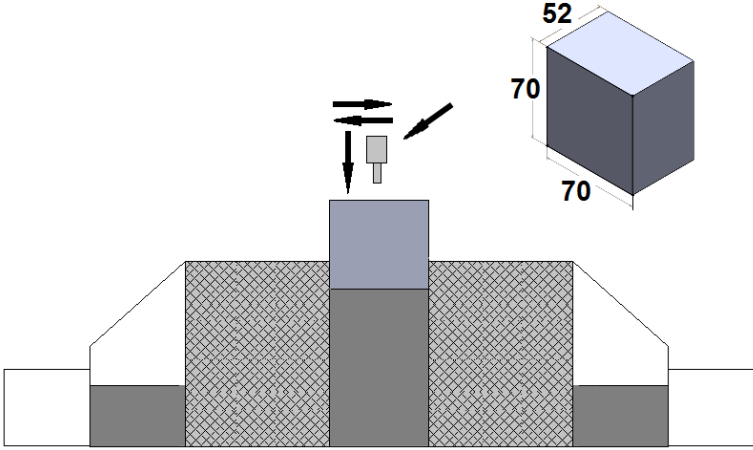
- **Equipos y herramientas:**

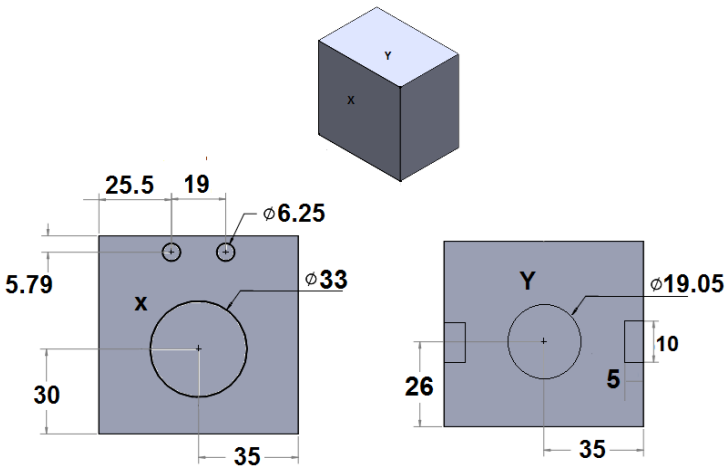
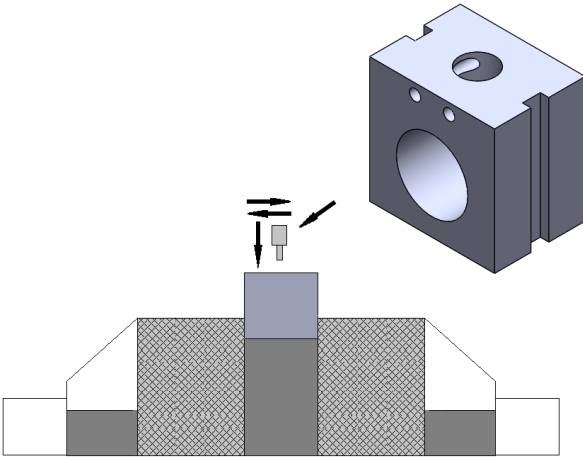
- a) Sierra eléctrica.
- b) Fresadora.
- c) Taladro vertical.

Procedimiento:

- 1) Se corta una pieza de 73x73x53 mm.
- 2) Luego se mecanizan en la fresadora para darle el acabado y medidas exactas a las del diseño (70X70X52).
- 3) Seguidamente es perforada en el centro con una profundidad de 10mm donde entrara el tornillo de potencia y por un costado para los pasadores que se encargaran de mantener ajustado el tornillo con el soporte porta eje.

Carta tecnológica del soporte porta eje

No	Denominación de la Operación	Esquema	Instrumento de medición	Datos Técnicos: A: Amperios S:(Avance en mm/rev) E: Electrodo
1	1.1 Cortar 1.2 Verificar medida en bruto. 1.3 Eliminar filos de corte.		Pie de rey,	Régimen de corte.
2	2.1. Aplanar Caras en fresadora a medida 70X70X52mm. 2.2. Eliminar filos cortantes.		Pie de rey	n = 550 Vc = 85

<p>3</p>	<p>3.1. Realizar trazado plano en caras X e Y.</p> <p>3.2. Revisar medidas para trazar los agujeros.</p>		<p>Pie de rey</p>	<p>Mármol Grafito Tiza</p>
<p>4</p>	<p>4.1. Taladrar agujeros en Caras trazadas:</p> <p>En X: Ø 33 pasantes. 2XØ 6.25 pasante.</p> <p>En Y: Ø 19.05 pasantes. Con la fresadora: Rectángulo de 10X5 pasante.</p> <p>4.2. Eliminar rebabas, revisar medidas</p>		<p>Pie de rey</p>	<p>n = 430 Vc = 15</p>

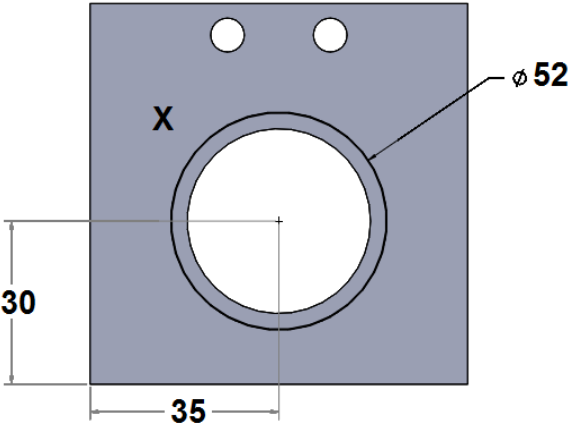
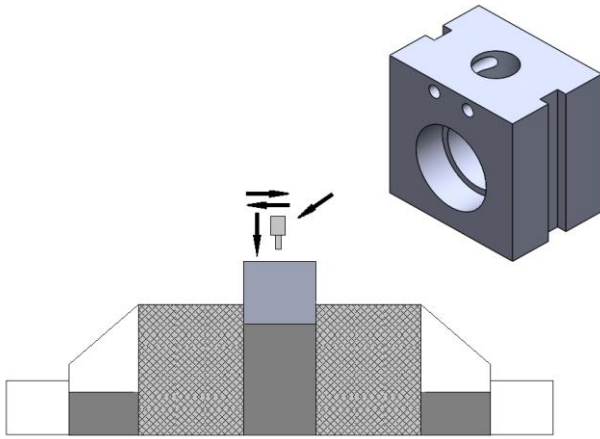
5	<p>5.1. Realizar trazado plano en ambas caras X (frontal y posterior).</p> <p>5.2. Revisar medidas para trazar los agujeros.</p>		Pie de rey.	Mármol Grafito Tiza.
6	<p>6.1. Taladrar agujeros en Caras trazadas:</p> <p>En X: Ø 52 con una profundidad de 15 mm.</p> <p>Invertir pieza y realizar la misma operación</p> <p>6.2. Eliminar rebabas, revisar medidas</p>		Pie de rey.	n = 550 Vc = 45

Tabla 4.4: Orden de ejecución del Soporte Porta eje.

Fuente: Sabina de ingeniería y Solid Works.

• **Acabado del soporte porta eje.**

El acabado para este elemento tiene una calidad N6 para el contacto de superficies de ajustes y N7 en las caras planas de referencias de apoyos en los soportes (Tabla 24, Anexo I, Calidades Superficiales y plano 6, anexo 2)

- **Montaje del soporte porta eje**

Ya listos le soporte porta eje se monta en la estructura tal como se muestra en la tabla 4.1 sección 4.1.

5.4 Fabricación del tornillo de potencia.

- **Proceso:**

- a) Selección del material y el tipo de rosca.
- b) Tomar medidas del diseño.
- c) Mecanizar.

- **Materiales:**

Barras de diámetro de Ø 1" de Acero SAE grado 1

- **Equipos y herramientas:**

- a) Sierra alternante.
- b) Torno.
- c) Calibrador
- d) Taladradora.

- **Procedimiento:**

- 1) Se corta una barra de 512 mm con la sierra.
- 2) Una vez cortada la barra se mecanizan en el torno para darles las medidas requeridas, el paso requerido y el diámetro del canal de ajuste en uno de sus extremos.

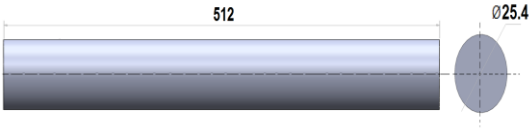
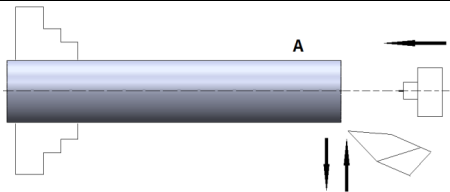

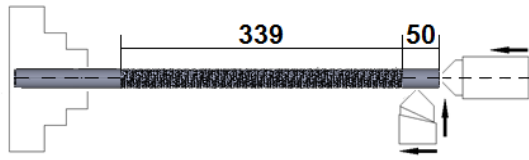
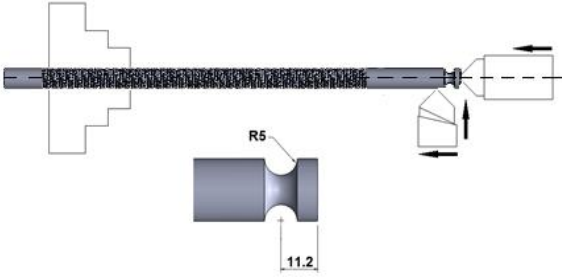
Carta tecnológica del tornillo de potencia				
No	Denominación de la Operación	Esquema	Instrumento de medición	Datos Técnicos: A: Amperios S:(Avance en mm/rev)
1	1.1. Cortar a medida 1.2. Verificar medida en bruto.		Pie de rey, cinta métrica	Régimen de Corte.
2	2.1 sujetar, centrar pieza a lado A. 2.2 Refrentar Cara en A.		Pie de rey	n = 430 S=0.4 Vc = 85
3	3.1. Invertir y centrar pieza. 3.2. Refrentar Cara en B a 507mm. 3.3 Cilindrar a 19.05mm. 3.3. Pasar broca de centro		Pie de rey, calibrador pasa no pasa.	n = 430 S=0.4 Vc = 85
4	4.1 Centrar pieza con punto 4.2 Realiza rosca a partir de 50mm hasta 389mm Con paso de 2.54mm 4 3. Eliminar rebabas		Pie de rey, Calibrador para rosca.	n = 500 S=0.6 Vc = 45
5	5.1. Invertir y centrar Pieza con punto. 5.2. Realizar canal de ajuste a medida 5.3. Eliminar rebaba.		Pie de rey	n = 450 S=0.6 Vc = 35

Tabla 4.5: Orden de ejecución del tornillo de potencia.

Fuente: Sabina de ingeniería y Solid Works.

- **Acabado del tornillo de potencia.**

El acabado para este elemento tiene una calidad N6 para el contacto de superficies de ajustes y N8 en la zona roscada (Anexo I, Calidades Superficiales y plano 3, anexo 2)

5.5 Fabricación del volante del tornillo de potencia.

- **Proceso:**

- d) Selección del material.
- e) Tomar medidas del diseño.
- f) Mecanizar.

- **Materiales:**

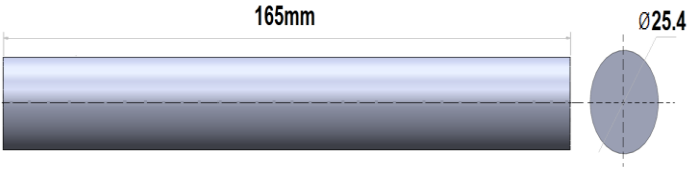
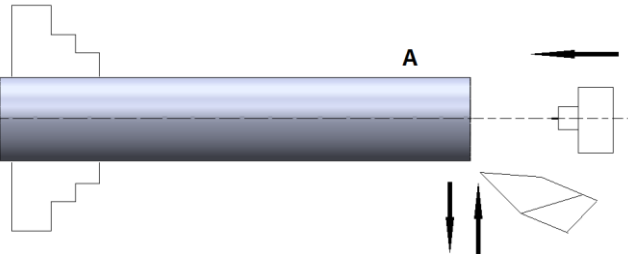
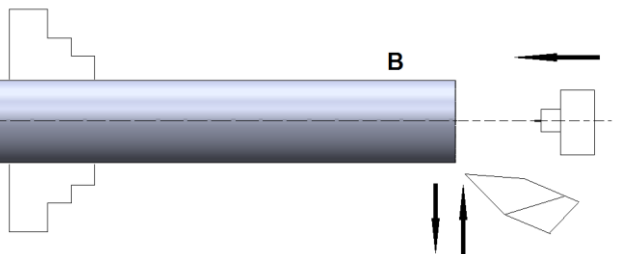
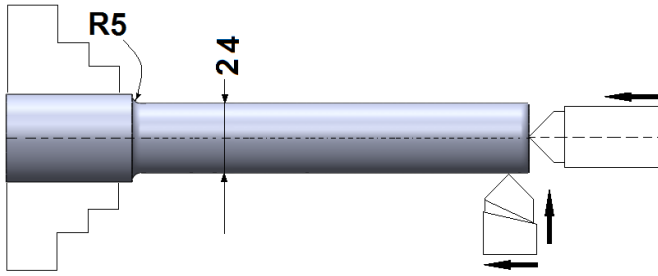
Barras de diámetro de $\varnothing 1"$ de Acero SAE grado 1

- **Equipos y herramientas:**

- e) Sierra alternante.
- f) Torno.
- g) Calibrador
- h) Taladradora.

- **Procedimiento:**

- 1) Se corta dos barras de 165 mm con la sierra eléctrica.
- 2) Una vez cortada las barras se mecanizan en el torno para darles las medidas requeridas, el diámetro del canal de ajuste en uno de sus extremos.
- 3) Luego es soldado con el tornillo de potencia mediante electrodo 6013.

Carta tecnológica del volante y su unión con el tornillo de potencia				
No	Denominación de la Operación	Esquema	Instrumento de medición	Datos Técnicos: A: Amperios S:(Avance en mm/rev) E: Electrodo
1	1.1. Cortar 2 piezas a medida 1.2. Verificar medida en bruto.		Pie de rey, cinta métrica.	Régimen de corte
2	2.1 sujetar, centrar pieza a lado A. 2.2 Refrentar Cara en A.		Pie de rey.	$n = 430$ $S=0.4$ $V_c = 85$
3	3.1. Invertir y centrar pieza. 3.2. Refrentar Cara en B a 160mm. 3.3 Cilindrar a Ø24mm. 3.3. Pasar broca de centro.		Pie de rey.	$n = 430$ $S=0.4$ $V_c = 85$
4	4.1. Centrar pieza con punto. 4.2. Cilindrar lado A con medida. Ø19.05 X140, realizar redondeo a medida. 4.3. Eliminar		Pie de rey, micrómetro, Calibrador pasa no pasa.	$n = 550$ $S = 0.4$ $V_c = 25-35-45$

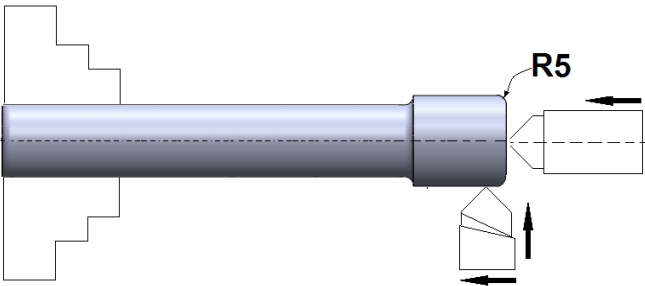
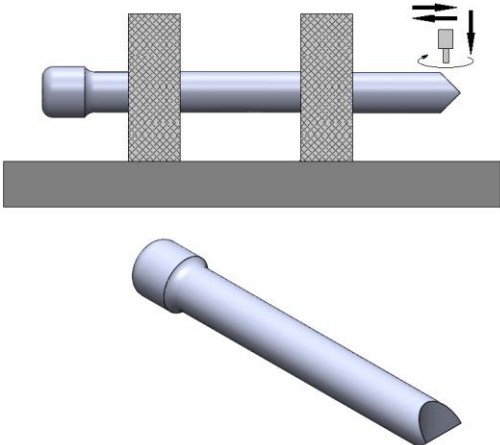
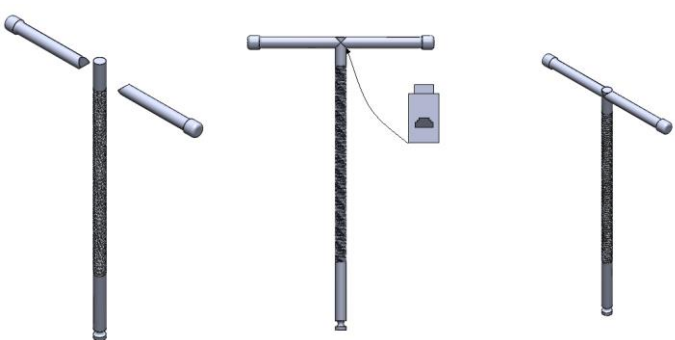
	rebaba.			
5	<p>5.1. Invertir y centrar Pieza con punto.</p> <p>5.2. Realizar redondeo a medida.</p> <p>5.3. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey.	<p>$n = 450$</p> <p>$S = 0.4$</p> <p>$V_c = 25$</p>
6	<p>6.1 Sujetar y centrar pieza en el taladro vertical.</p> <p>6.2. Realizar canal de ajuste del tornillo de potencia.</p> <p>6.3. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey.	<p>$n = 500$</p> <p>$V_c = 65$</p>
7	<p>7.1 Soldar el volante con el tornillo de potencia a medida. Pasar pulidora.</p> <p>7.2 Limpiar conjunto.</p> <p>7.3. Eliminar rebabas</p>		Pie de rey.	<p>E: 6013</p> <p>A=130</p> <p>Ver tabla 23 anexo 1</p>

Tabla 4.6: Orden de ejecución volante y su unión con el tornillo de potencia.

Fuente: Sabina de ingeniería y Solid Works.

- **Montaje del tornillo de potencia con su volante.**

Ya listos el tornillo de potencia con su volante soldada, se puede enroscar en la tuerca que está montada en la estructura de la maquina roladora de perfiles y luego unirlos con el soporte porta eje mediante dos pasadores.

5.6 Fabricación de los rodillos roladores.

- **Proceso:**

- a) Selección del material.
- b) Tomar medidas del diseño.
- c) Cortar material.
- d) Perforar.
- e) Mecanizar.

- **Materiales:**

- 1) Barra de acero ANSI 1040 CD de 3 ¼".

- **Equipos y herramientas**

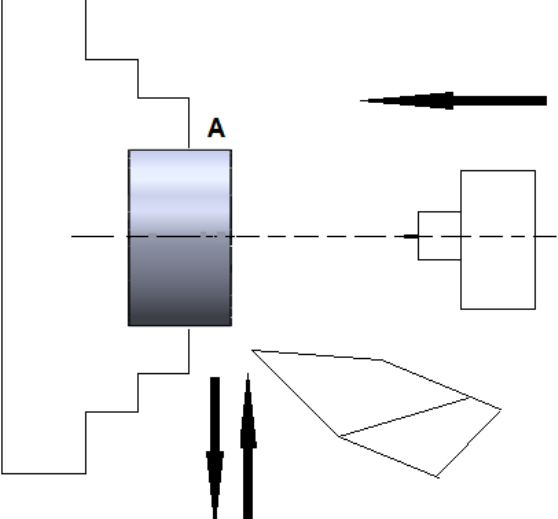
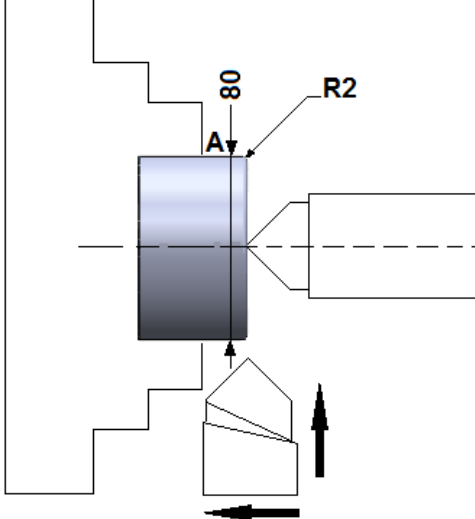
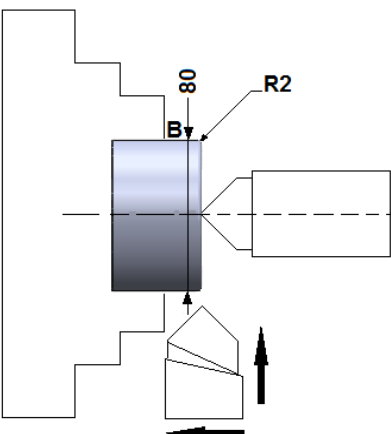
- a) Sierra.
- b) Torno.
- c) Fresadora.
- d) Calibradores.

- **Procedimiento:**

- 1) De la barra de acero ANSI 1040 CD de 3 ¼". se cortan seis trozos de material. Tres de perfil circular de 37 mm de largo y tres de perfil angular de 47 mm de largo
- 2) Una vez cortados se acoplaron en el torno para ser perforadas y mecanizadas a sus respectivas dimensiones.
- 3) Una vez obtenido el rodillo en su totalidad; se realiza el mecanizado del canal ya sea de perfil para tubo circular y de perfil para varilla angular.

4) Por último se lleva a la fresadora para realizar el cuñero.

Carta tecnológica del Rodillo para perfil circular				
No	Denominación de la Operación	Esquema	Instrumento de medición	Datos Técnicos: A: Amperios S:(Avance en mm/rev)
1	<p>1.1 Cortar 3 piezas a medida</p> <p>1.2 Verificar medida en bruto</p> <p>Ø82.55X37</p>		Pie de rey	Régimen de corte.
2	<p>2.1 sujetar, centrar pieza a lado.</p> <p>2.2 Refrentar Cara en B.</p> <p>2.3. Pasar boca de centro.</p>		Pie de rey	<p>$n = 430$</p> <p>$S = 0.4$</p> <p>$V_c = 85$</p>

3	<p>3.1. Invertir y centrar pieza.</p> <p>3.2 Refrenar cara en A a medida de 35.4 mm.</p> <p>3.3 Pasar broca de centro.</p>		Pie de rey.	<p>$n = 500$</p> <p>$S = 0.4$</p> <p>$V_c = 55$</p>
4	<p>4.1. Centrar pieza con punto.</p> <p>4.2. Cilindrar lado A con medida. Ø80, realizar redondeo a medida.</p> <p>4.3. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey, calibrador pasa no pasa.	<p>$n = 550$</p> <p>$S = 0.6$</p> <p>$V_c = 35$</p>
5	<p>5.1. Invertir y centrar Pieza con punto.</p> <p>5.2. Cilindrar lado B con el mismo diámetro, realizar redondeo.</p> <p>5.3. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey, calibrador pasa no pasa.	<p>$n = 550$</p> <p>$S = 0.6$</p> <p>$V_c = 35$</p>

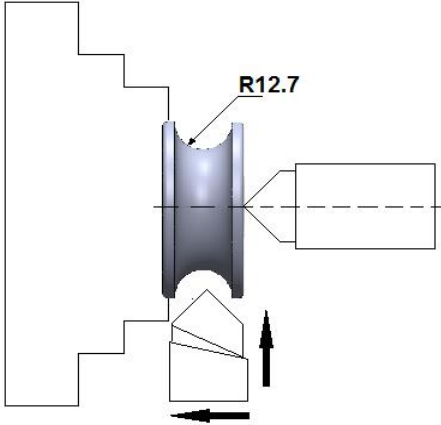
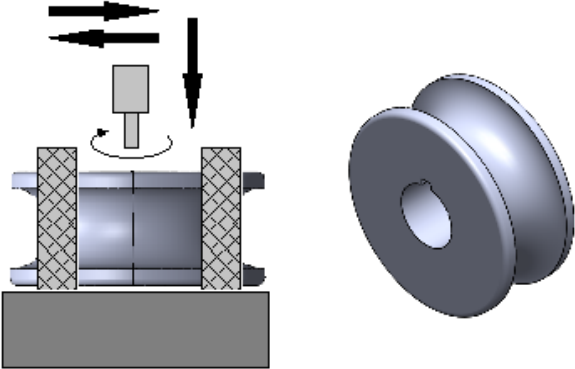
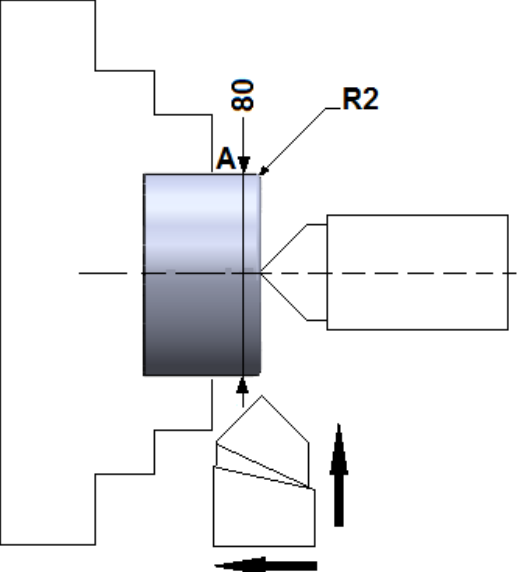
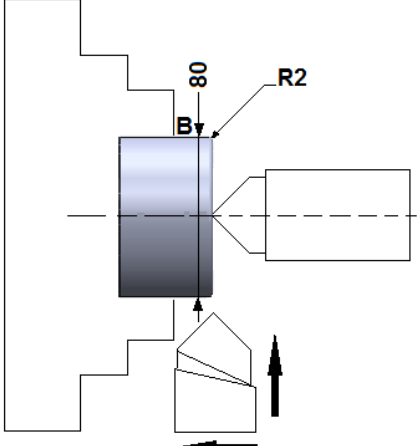
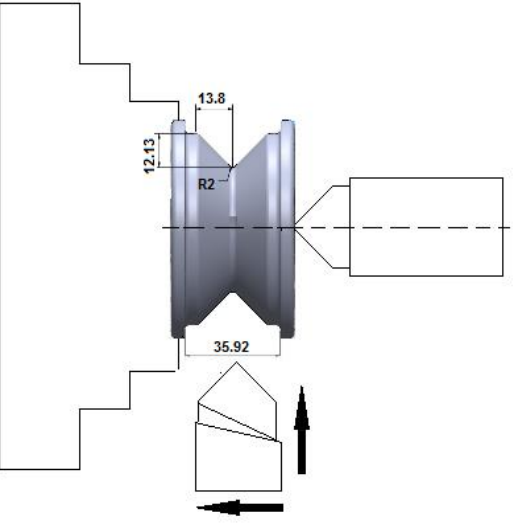
<p>6.1. Sujetar y centrar pieza con ayuda de punto.</p> <p>6.2. Cilindrar y realizar el canal para perfil de tubo circular a medida.</p> <p>6.3. Eliminar rebaba.</p>		<p>Pie de rey, calibrador pasa no pasa.</p>	<p>$n = 500$ $S = 0.4$ $V_c = 25$</p>
<p>7.1. Sujetar y centrar pieza en el taladro.</p> <p>7.2. Realizar agujero a medida $\varnothing 24\text{mm}$ pasante. Eliminar rebaba.</p> <p>7.3 Sujetar y centrar pieza en fresadora.</p> <p>7.3. Realizar chavetero a medida 4.7625 mm pasante.</p> <p>7.4. Eliminar rebaba.</p>		<p>Pie de rey.</p>	<p>$n = 550$ $V_c = 65$</p>

Tabla 4.7: Orden de ejecución de los rodillos para perfil circular

Fuente: Sabina de ingeniería y Solid Works.

Carta tecnológica del Rodillo de perfil angular				
No	Denominación de la Operación	Esquema	Instrumento de medición	Datos Técnicos: A: Amperios S:(Avance en mm/rev)
1	<p>1.1. Cortar 3 piezas a medida</p> <p>1.2. Verificar medida en bruto</p> <p>Ø82.55X47</p>		Pie de rey	Régimen de Corte.
2	<p>2.1. Sujetar, centrar pieza a lado.</p> <p>2.2. Refrentar Cara en B.</p> <p>2.3. Pasar boca de centro</p>		Pie de rey.	<p>n = 430</p> <p>S = 0.4</p> <p>Vc = 85</p>
3	<p>3.1. Invertir y centrar pieza.</p> <p>3.2. Refrenar cara en A a medida de 45.92mm</p> <p>3.3. Pasar broca de centro.</p>		Pie de rey.	<p>n = 500</p> <p>S = 0.4</p> <p>Vc = 55</p>

4	<p>4.1. Centrar pieza con punto.</p> <p>4.2. Cilindrar lado A con medida. Ø80, realizar redondeo a medida.</p> <p>4.3. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey, calibrador pasa no pasa.	<p>n = 550</p> <p>S = 0.6</p> <p>Vc = 35</p>
5	<p>5.1. Invertir y centrar Pieza con punto.</p> <p>5.2. Cilindrar lado B con el mismo diámetro, realizar redondeo.</p> <p>5.3. Eliminar rebaba.</p>		Pie de rey, calibrador pasa no pasa.	<p>n = 550</p> <p>S = 0.6</p> <p>Vc = 35</p>
6	<p>6.1. Sujetar y centrar pieza con ayuda de punto.</p> <p>6.2. Cilindrar y realizar el canal para perfil de varilla angular a medida, Realizar redondeo de radio 2 mm en</p>		Pie de rey.	<p>n = 500</p> <p>S = 0.2</p> <p>Vc = 45</p>

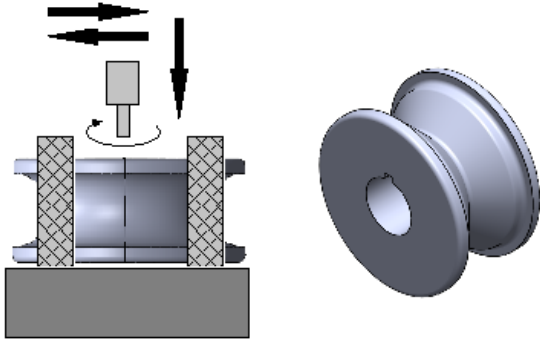
	<p>todos los filetes.</p> <p>6.3. Eliminar rebaba.</p>			
7	<p>7.1 Sujetar y centrar pieza en fresadora.</p> <p>7.2. Realizar agujero a medida $\varnothing 24\text{mm}$ Pasante Y $\varnothing 25.4$ a 10.52 mm.</p> <p>7.3. Realizar chavetero a medida 4.7625 mm pasante.</p> <p>7.4. Eliminar rebaba.</p>		<p>Pie de rey, calibrador pasa no pasa.</p>	<p>$n = 550$ $V_c = 65$</p>

Tabla 4.8: Orden de ejecución de los rodillos para perfil angular

Fuente: Sabina de ingeniería y Solid Works

5.7 Componentes Estandarizados.

En el caso de las cuñas, pasadores, pernos hexagonales, cumaceras, cojinetes, catarina, cadena, motor reductor no necesitan realizar carta tecnológica ya que estos tienen su medida de diseño en el anexo 2 se muestra sus dimensiones conforme su selección.

CAPITULO VI - DETERMINACIÓN DE COSTOS DE FABRICACIÓN Y ESPECIFICACIONES TECNICA DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.

6.1 Determinación de costos.

Luego de realizar el diseño de la máquina roladora de perfiles y especificar los diversos elementos que la conforman; se inició la búsqueda y cotización de los materiales en el Mercado local; entre los que destacaron: ferreterías, talleres mecánicos, etc. Es de suma importancia mencionar que; esta determinación de costos, según la **AACE**⁸. Este tipo de estimado se utiliza para construir una base contra la cual comparar los costos reales y recursos en función de las variaciones de presupuesto, para así obtener la información detallada del valor global estimado del sistema.

La determinación de los costos de este sistema se distribuye de la siguiente manera:

6.1.1 Costos de materiales.

Los costos por adquisición de materiales necesarios para la Fabricación de la roladora de perfiles se especifican a continuación en la tabla:

Materiales y Accesorios			
Descripción	Cantidad	Precio unitario (cord/und)	Precio Total (córdobas.)
Tubos de acero estructural ANSI A-500 de perfil cuadrado. De 2" (38.1 mm) de 2 mm de espesor y 6 m de longitud.	2	502.067	1005.34
Dos libras de Electrodo 6013 de 3/8 "	2	81	162
Disco de esmerilar 4"	1	180	180
Acero 1040 solido 3 ¼ " x 1 pie de largo	0.31	4014.03	1244.35
Acero 4340 solido 1 ½ " x 3 pie de largo	0.93	681.63	633.9159

⁸ Asociación Americana de Ingenieros de Costos

Platina de hierro negro de 3/16" x 3/4"	0.12	200	24
Planchas de acero 1040 CD de 3" x 2"	0.013	4014.03	53.51
Tuerca hexagonal de 3/4".	1		
Rodamientos de bolas SKF 6007	2	450	900
Ruedas dentadas de 48 dientes ANSI 60	2	1000	2000
Piñón dentado de 11 dientes ANSI 60	1	350	400
Cadena ANSI numero 40 (1.2 m)	1	250	250
Motor reductor general ciclo 60000 ⁹	1	5280	5280
Chumacera SKF FY1.Tf	4	1023.99	4095.98
Barras de acero SAE 1020 laminado en frio de 3/16" X 1 pie de largo	1	80	80
Perno hexagonal de 3/8 in X 3 in	20	7	140
Tuerca hexagonal de 3/8 in	20	5	100
Arandela de presión de 3/8 in	40	0.5	20
Arandela lisa de 3/8 in	20	0.75	15
Total:			16583.58

Tabla 5.1. Costos de materiales y accesorios

Fuente: Ferreterías locales de nuestro país.

6.1.2 Costo de fabricación por mano de obra.

La tabla siguiente refleja el costo de fabricación por mano de obra que se determinaron mediante cotizaciones que se hicieron en diferentes talleres locales y operarios expertos en la fabricación de las piezas. Para este fin se tomaron los costos más bajos ofrecidos.

⁹ En el paquete de compra del motor incluye: relet térmico, control de mando, cables y contactores

Entre estos costos incluyen la fabricación de los tres ejes, los seis rodillos, soporte porta eje, el tornillo de potencia y la estructura de la máquina roladora de perfiles que es soldada. Tomamos en cuenta que nosotros les brindamos todo el material.

Costo de fabricación por mano de obra			
Descripción	Cantidad	Precio unitario (córdobas/unidad)	Precio Total (córdobas.)
Operarios para el Maquinado de las piezas	1	4500	4500
Soldador de la estructura	1	1500	1500
Total de mano de obras			6000

Tabla 5.2. Costos fabricación por Mano de Obra

Fuente: Taller Hermanos Rodríguez

6.1.3 Costos de Ingeniería.

Los costos de ingeniería para el diseño de la Maquina de la Roladora de perfiles en ingenieros tipo uno (principiantes), son los siguientes:

Costos por ingeniería			
Descripción	Cantidad	Precio unitario (córdobas/und)	Precio Total (córdobas.)
Diseñador	1	4000	4000
Total de mano de obras			4000

Tabla 5.3. Costos de Ingeniería.

Fuente: Sabina de ingeniería.

6.1.4 Costo Total de la Máquina.

En la tabla que a continuación se muestra un resumen de los costos anteriormente expuestos, en la fabricación de la máquina Roladora de perfiles.

Total general	
Descripción	Totales en córdobas
Costo de materiales	16583.58
Costo de Fabricación	6000
Costo de ingeniería	4000
Total General	26583.58

Tabla 5.4. Costos totales.

Fuente: Sabina de ingeniería.

6.1.5 Costos de Fabricación por los autores.

Los costos de Fabricación por nuestra propia cuenta son menores a los generales vistos en la tabla anterior; por el hecho de que solo se consideraron los costos de materiales y accesorios. Debido a que la fabricación de la maquina roladora de perfiles puede ser fabricada por los autores.

Costo de Construcción	
Descripción	Totales(Córdobas)
Costo de materiales y accesorios	16583.58
Costo fabricación por mano de obra	0.00
Costo de ingeniería	0.00
Total General	16583.58

Tabla 5.5. Costos de construcción

Fuente: Propia

Por medio de las tablas anteriores, se determinó que el costo general de la construcción es **26583.58** córdobas. Como las actividades de fabricación y diseño pueden ser realizadas por los autores, se obtiene un ahorro de **10000** córdobas, reduciendo así los costos de fabricación a **16583.58** córdobas que fueron los costos de materiales.

6.2 Especificaciones técnicas de la maquina roladora de perfiles.

En la tabla presentada a continuación se muestra las principales especificaciones técnicas de la maquina roladora de perfiles

Especificaciones de la maquina roladora de perfiles.	
Tipos de perfiles para rolar	Tubos y angulares
Potencia del motor	1/4 hp
Voltaje del motor	220 V
Numero de Modelo	1
velocidad de rolado	19.51rpm
Torque de rolado	266Lb-pulg
Dimensiones (LXAXH) ¹⁰	452X680X519
Peso de la maquina ¹¹	65 Lb
Tipo de sistema de transmisión	Transmisión por cadena

¹⁰ L: largo, A: ancho, H: Alto

¹¹ El peso de la maquina se determinó mediante: $W = \rho Vg$ sabiendo que $\rho = 7870 \text{ Kg/m}^3$ para el acero. Con el programa Solid Works determinamos el volumen total de la maquina considerando las piezas que se diseñan, tal como su estructura, los ejes, soporte porta eje, rodillos, tornillo de potencia con su volante. En el caso de las piezas seleccionadas como el motor reductor, cojinetes, catarinas, cadena, relet térmico, cables, contacto res chumaceras, cuñas, pasadores y pernos en sus catálogos se muestran sus pesos. Una vez determinado el peso de cada componente y sumándolo dio como resultado **65 Lb**

CAPITULO VII - CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DEL DISEÑO DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.

7.1 Conclusiones.

Luego del diseño y los cálculos con los resultados obtenidos según los objetivos propuestos, se concluye que, el equipo permite realizar proceso de rolado en perfiles angulares y tubos circulares, obteniendo la forma de curva deseada, con un grado de calidad aceptable.

En la fabricación de los diferentes elementos que componen la maquina roladora de perfiles, no existe mayor complejidad del mismo y en parte son de fácil obtención en el mercado nacional.

Para el rolado de tubos metálico existen limitaciones en cuanto al espesor máximo que es 2.6mm y para perfiles angulares que es de 2.38mm, ya que la superficie del rodillo superior se tiene que someter a tratamiento térmico, especialmente cuando se trate de rolar perfiles con espesores no establecidos, que pueden generar una falla prematura y una corta vida útil del mecanismo.

Cuando se realice las prácticas, es importante rolar el material, con un radio de curvatura mayor, para compensar la recuperación elástica y obtener el radio deseado.

De acuerdo a los cálculos obtenidos, se concluye que el funcionamiento de la máquina, para rolar tubos y perfiles de acero galvanizado, acero estructural y materiales dúctiles, menores a lo establecido, es satisfactoriamente, para el cual se puede proceder a ser construida.

7.2 Recomendaciones.

En cuanto a la correcta operación de la máquina, es conveniente y muy importante tener en cuenta ciertos aspectos para una mejor vida útil de la roladora semiautomática.

Uno de estos aspectos es la lubricación periódica del sistema de transmisión así como el soporte porta eje, cojinetes y tornillos de elevación.

La operación de la máquina es semiautomática mediante un motor reductor eléctrico, siendo necesario darle mantenimiento o limpieza por lo menos cada cuatro meses o según mande el fabricante.

El lugar donde se opere la máquina se debe disponer de una suficiente limpia y espacio suficiente para realizar las pruebas o prácticas necesarias.

Por la forma de operar la máquina, las dimensiones y la ubicación de los elementos a ser maniobrados o movidos, deberán adaptarse a las proporciones del cuerpo humano de manera que no existan inconvenientes para trabajar en ella y además guarde seguridad para quien la opera o trabaje cerca de la misma.

Para las prácticas sólo se deberán utilizar tubos circulares metálicos con un espesor menor a 2.6 mm y perfil angular con un espesor menor a 2.38mm, con el fin de prolongar la vida útil del equipo.

Se recomienda retirar después de cada uso el rodillo superior y los inferiores para evitar un desajuste en los orificios, ya que estos son reemplazables según lo que se demande a rolar.

Guardar las precauciones necesarias, para evitar cualquier accidente de trabajo, especialmente en la introducción de los dedos entre los rodillos.

BIBLIOGRAFÍA

- Casillas. A. "Maquinas, Cálculos de Taller". Editorial Copyright, Edición (2000).
- Norton. R. "Diseño de Maquinas". Editorial Pearson, Edición 3era.
- Shigley. J; Mitchell. I. "Diseño en Ingeniería Mecánica". Editorial McGraw-Hill, Edición 3era.
- Ortiz. I. "Resistencia de los Materiales". Editorial McGraw-Hill, Edición 4ta.
- Norton. R. "Soluciones Diseño de Maquinarias". Editorial Pearson, Edición 3era.

TEMAS MONOGRÁFICOS:

- Taramanuel. J. "Máquina dobladora de tubo redondo de acero con costura de hasta 19mm de diámetro y 1,5mm de grosor controlada por un microcontrolador". [Tesis en Línea]. Universidad Técnica del Norte, Ecuador. Consultada el 15 de septiembre del 2013 en: <https:04Mec003/tesis-maquinadobladoradetubosredondo.pdf>.
- Paredes. S. "Diseño y construcción de un prototipo de una máquina roladora de tubo cuadrado de 50x50x2 mm semiautomático". [Tesis en Línea]. Universidad San Francisco de Quito, Quito. Consultada el 10 de enero del 2014 en: <https:04Mec003/tesis-roladora-de-tubos-cuadrados>.

SITIOS WEB:

- Autor desconocido. "Curvadorahidraulica". Consultado el 15 de Febrero del 2014 en: https:88_mcp.sp/maual-de-dobladoras.
- Willches. J. "Curvadora de tubos". Consultada el 01 de Marzo del 2014 en: http://www.ehowenespanol.comfunciona-dobladora-tubo-hidraulico-como_103423#construir-dobladora-tuberias-redondas-cuadradas-com_168473.pdf
- Arango. G. "Roladora de chapa en frio". Consultada el 15 de Marzo del 2014 en: <http://www.metalactual.com>.

- Autor desconocido. "Curvadora perfiles". Consultado el 3 de Abril del 2014 en: httpwww.comfunciona-curvadora-perfiles_103423#construir-dobladora-tuberias-redondas-cuadradas-com.pdf.
- Autor desconocido. "Dobladora de tubos para bancos". Consultado el 10 de Abril del 2014 en: <http://www.swagelok.com.mx>
- Autor desconocido. "Curvadora Nargesa". Consultado el 20 de abril del 2014 en: <http://www.nargesa.com>

ANEXO I - TABLAS Y FIGURAS OCUPADAS PARA EL DISEÑO DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.

1 **Tabla 1:** Especificaciones del acero A-36.

ASTM: American Society for Testing Materials (Sociedad Estadounidense Para Prueba de Materiales)

ASTM A-36	El numero 36 que es la resistencia mínima, significa 36 kilo libras por pulgadas cuadradas (36,000 libras por pulgada cuadradas)
------------------	--

COMPOSICIÓN QUÍMICA Y PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO ASTM A-36

COMPONENTE	C	Cu	Fe	Mn	P	S
%	0.26	0.2	99	0.75	Máx. 0.04	Máx. 0.05

PROPIEDADES FÍSICAS	Métrico	Ingles	Comentario
Densidad	7.85 kg/dm ³	0.284 lb/in ³	

PROPIEDADES MECÁNICAS			
Fuerza tensión, última	400 - 550 MPa	58000 - 79600 psi	
Fuerza tensión, rendimiento	250 MPa	36300 psi	
Alargamiento	20 %	20 %	en 200 mm
Módulo de Elasticidad	200 GPa	29000 ksi	
Fuerza compresión,	152 MPa	22000 psi	Fuerza de compresión aceptable

Calidad	Norma	Límite de Fluencia (N/mm ²)	Resistencia a la Tracción (Kg/cm ²)	Alargamiento (%)	Doblado a 180°
Estructural	ASTM-A36	250	4080-5610	20	Sin fisura (**)

Fuente: Productos UNICON

2 **Tabla 2:** Dimensiones de tubos de aceros.



G Dimensiones de tubos de acero

Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pies)	(mm)	(pie ²)	(m ²)
1/8	3.18	0.032	0.813	0.061	0.00508	1.549	2.029×10^{-5}	1.885×10^{-6}
		0.035	0.889	0.055	0.00458	1.397	1.650×10^{-5}	1.533×10^{-6}
3/16	4.76	0.032	0.813	0.124	0.01029	3.137	8.319×10^{-5}	7.728×10^{-6}
		0.035	0.889	0.117	0.00979	2.985	7.530×10^{-5}	6.996×10^{-6}
1/4	6.35	0.035	0.889	0.180	0.01500	4.572	1.767×10^{-4}	1.642×10^{-5}
		0.049	1.24	0.152	0.01267	3.861	1.260×10^{-4}	1.171×10^{-5}
3/16	7.94	0.035	0.889	0.243	0.02021	6.160	3.207×10^{-4}	2.980×10^{-5}
		0.049	1.24	0.215	0.01788	5.448	2.509×10^{-4}	2.331×10^{-5}
3/8	9.53	0.035	0.889	0.305	0.02542	7.747	5.074×10^{-4}	4.714×10^{-5}
		0.049	1.24	0.277	0.02308	7.036	4.185×10^{-4}	3.888×10^{-5}
1/2	12.70	0.049	1.24	0.402	0.03350	10.21	8.814×10^{-4}	8.189×10^{-5}
		0.065	1.65	0.370	0.03083	9.40	7.467×10^{-4}	6.937×10^{-5}
5/8	15.88	0.049	1.24	0.527	0.04392	13.39	1.515×10^{-3}	1.407×10^{-4}
		0.065	1.65	0.495	0.04125	12.57	1.336×10^{-3}	1.242×10^{-4}
3/4	19.05	0.049	1.24	0.652	0.05433	16.56	2.319×10^{-3}	2.154×10^{-4}
		0.065	1.65	0.620	0.05167	15.75	2.097×10^{-3}	1.948×10^{-4}
7/8	22.23	0.049	1.24	0.777	0.06475	19.74	3.293×10^{-3}	3.059×10^{-4}
		0.065	1.65	0.745	0.06208	18.92	3.027×10^{-3}	2.812×10^{-4}
1	25.40	0.065	1.65	0.870	0.07250	22.10	4.128×10^{-3}	3.835×10^{-4}
		0.102	2.60	0.795	0.06627	20.20	3.449×10^{-3}	3.205×10^{-4}
1 1/4	31.75	0.065	1.65	1.120	0.09333	28.45	6.842×10^{-3}	6.356×10^{-4}
		0.102	2.60	1.084	0.09033	27.53	6.409×10^{-3}	5.954×10^{-4}
1 1/2	38.10	0.065	1.65	1.370	0.1142	34.80	1.024×10^{-2}	9.510×10^{-4}
		0.102	2.60	1.334	0.1112	33.88	9.706×10^{-3}	9.017×10^{-4}
1 3/4	44.45	0.065	1.65	1.620	0.1350	41.15	1.431×10^{-2}	1.330×10^{-3}
		0.102	2.60	1.584	0.1320	40.23	1.368×10^{-2}	1.271×10^{-3}
2	50.80	0.065	1.65	1.870	0.1558	47.50	1.907×10^{-2}	1.772×10^{-3}
		0.102	2.60	1.834	0.1528	46.58	1.835×10^{-2}	1.704×10^{-3}

Fuente: Mecánica de fluidos, Robert L Mott.

3 Tabla 3: Coeficiente de fricción para algunas combinaciones de materiales.

TABLA 7-1 Coeficientes de fricción de algunas combinaciones de materiales					
Material 1	Material 2	Elástico		Dinámico	
		Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
acero dulce	acero dulce	0.74		0.57	0.09
acero dulce	hierro fundido		0.183	0.23	0.133
acero dulce	aluminio	0.61		0.47	
acero dulce	latón	0.51		0.44	
acero duro	acero duro	0.78	0.11-0.23	0.42	0.03-0.19
acero duro	babbitt	0.42-0.70	0.08-0.25	0.34	0.06-0.16
teflón	teflón	0.04			0.04
acero	teflón	0.04			0.04
hierro fundido	hierro fundido	1.10		0.15	0.07
hierro fundido	bronce			0.22	0.077
aluminio	aluminio	1.05		1.4	

Fuente: *Marks Mechanical Engineers Handbook*, T. Baumeister, editor, McGraw-Hill, Nueva York.

Fuente: Diseño de máquinas, Robert Norton

4 Tabla 4: Especificaciones técnicas del motor.

60 Hz Frame Size Selection Tables

1/4 HP
60 Hz, 1750 RPM

Dimensions Pages

Foot Mount (H) 4.2-4.29

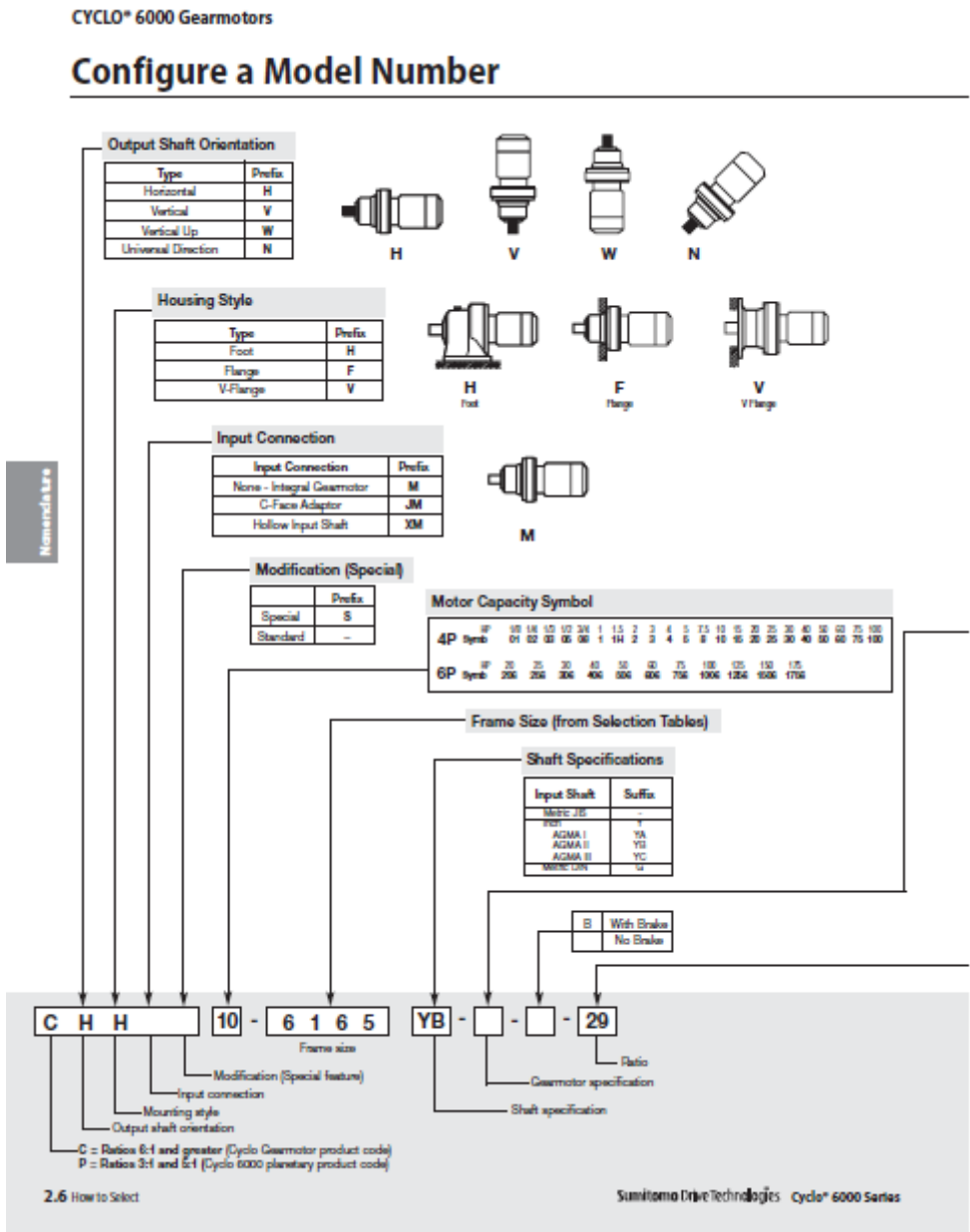
V-Flange (V) 4.30-4.43

F-Flange (F) 4.44-4.65

Output Speed	Output Torque	Service Factor	Overhung Load	SELECTION					Option	
RPM	In-lbs	SF	AGMA Class	lbs	HP Symbol	Frame Size	Shaft Spec.	AGMA Class	Ratio	Inverter Duty
135	119	1.00	I	265	02	6060	Y	A	13	AV
		1.43	II	265	02	6065	Y	B	13	AV
		1.74	III	386	02	6070	Y	C	13	AV
		2.04	III	386	02	6075	Y	C	13	AV
117	138	1.00	I	265	02	6060	Y	A	15	AV
		1.43	II	265	02	6065	Y	B	15	AV
		1.74	III	388	02	6070	Y	C	15	AV
		2.04	III	388	02	6075	Y	C	15	AV
103	156	1.00	I	265	02	6060	Y	A	17	AV
		1.43	II	265	02	6065	Y	B	17	AV
		1.74	III	397	02	6070	Y	C	17	AV
		2.04	III	397	02	6075	Y	C	17	AV
83.3	193	1.17	I	265	02	6065	Y	A	21	AV
		1.60	III	397	02	6070	Y	C	21	AV
		2.04	III	397	02	6075	Y	C	21	AV
70.0	229	0.83	-	265	02	6065	Y		25	AV
		1.15	I	397	02	6070	Y	A	25	AV
		1.47	II	397	02	6075	Y	B	25	AV
		1.70	III	573	02	6080	Y	C	25	AV
		2.38	III	573	02	6085	Y	C	25	AV
60.3	266	0.83	-	265	02	6065	Y		29	AV
		1.13	I	397	02	6070	Y	A	29	AV
		1.43	II	397	02	6075	Y	B	29	AV
		1.70	III	575	02	6080	Y	C	29	AV
		2.34	III	575	02	6085	Y	C	29	AV
50.0	321	1.06	I	397	02	6070	Y	A	35	AV
		1.40	II	397	02	6075	Y	B	35	AV
		1.64	III	575	02	6080	Y	C	35	AV
		1.86	III	575	02	6085	Y	C	35	AV
		3.06	III	750	02	6090	Y	C	35	AV
40.7	395	1.13	I	397	02	6075	Y	A	43	AV
		1.47	II	575	02	6085	Y	B	43	AV
		2.18	III	750	02	6090	Y	C	43	AV
34.3	468	1.21	I	575	02	6085	Y	A	51	AV
		1.66	III	750	02	6090	Y	C	51	AV
		2.11	III	750	02	6095	Y	C	51	AV
29.7	541	1.17	I	575	02	6085	Y	A	59	AV
		1.55	II	750	02	6090	Y	B	59	AV
		1.87	III	750	02	6095	Y	C	59	AV
		2.58	III	1210	02	6100	Y	C	59	AV
24.6	651	0.94	-	564	02	6085	Y		71	AV
		1.26	I	750	02	6090	Y	A	71	AV
		1.51	II	750	02	6095	Y	B	71	AV
		2.18	III	1210	02	6100	Y	C	71	AV
20.1	798	1.06	I	750	02	6090	Y	A	87	AV
		1.51	II	750	02	6095	Y	B	87	AV
		2.17	III	1210	02	6100	Y	C	87	AV

Fuente: Catalogo CYCLO® 6000 Gearmotors

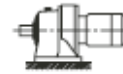
5 **Tabla 5:** Configuración de un número de Modelo del motor reductor.



6 Tabla 6: Dimensiones del motor reductor.

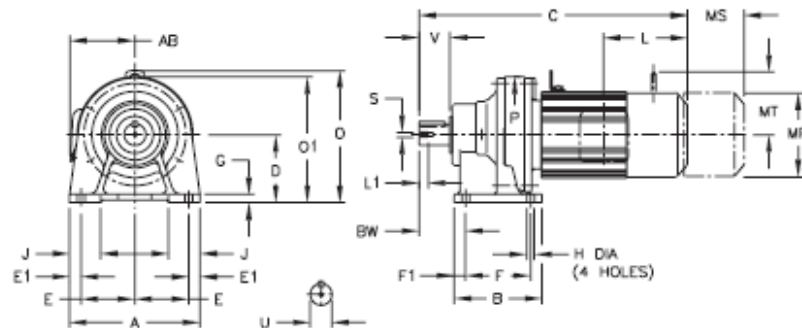
CYCLO® 6000 Gearmotors

Dimensions Integral Foot Mount



Single Reduction

CNHM-6060/5Y ▶ 610HY, PHHM-6100/5Y ▶ 610HY



All dimensions are in inches

Model CNHM, PHHM	A	B	D	E	E1	F	F1	G	H	J	P	BW
6060/5Y	5.67	3.31	3.15	2.36	0.47	2.36	0.47	0.39	0.35	1.38	4.33	1.61
6070/5Y	5.67	3.31	3.15	2.36	0.47	2.36	0.47	0.39	0.35	1.38	4.33	1.85
6080/5Y	5.67	3.90	3.54	2.36	0.47	2.95	0.47	0.51	0.35	1.46	5.28	2.05
6090/5Y	7.09	5.31	3.94	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.57	5.91	2.36
6100/5Y	7.09	5.31	3.94	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.57	5.91	2.36
610HY	7.09	5.31	4.72	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.77	5.91	2.36

Model CNHM, PHHM	U*	V	Low Speed Shaft S	L1	Key
6060/5Y	0.500	0.98	10-32UNF	0.63	1/8 X 1/8 X 0.79
6070/5Y	0.750	1.18	12-28UNF	0.63	3/16 X 3/16 X 1.06
6080/5Y	0.875	1.38	12-28UNF	0.63	3/16 X 3/16 X 1.18
6090/5Y	1.125	1.38	5/16-18UNC	0.79	1/4 X 1/4 X 1.18
6100/5Y	1.125	1.38	5/16-18UNC	0.79	1/4 X 1/4 X 1.18
610HY	1.125	1.38	5/16-18UNC	0.79	1/4 X 1/4 X 1.18

*Shaft Tolerances

Shaft Nominal Diameter (Inches)	Tolerances (Inches)
0.500 (1/2) through 0.625 (5/8)	+0.0000/-0.0004
0.750 (3/4) through 1.125 (1 1/8)	+0.0000/-0.0005
1.250 (1 1/4) through 1.875 (1 7/8)	+0.0000/-0.0006

Model	Motor HP	Pole	C	O	Without Brake O1	AB	L	MP	Appx Wt (lb)	C	O	O1	With Brake AB	L	MP	MS	MT	Appx Wt (lb)
CNHM01-6060/5Y	1/8	4	8.90	-	5.59	5.04	1.38	4.69	13	10.28	-	5.59	5.04	2.76	4.88	1.93	-	15
CNHM02-6060/5Y	1/4	4	10.55	-	5.59	5.04	2.32	4.88	15	11.81	-	5.59	5.04	3.58	4.88	2.40	-	18
CNHM03-6060/5Y	1/3	4	10.55	-	5.59	5.04	2.32	4.88	15	11.81	-	5.59	5.04	3.58	4.88	2.40	-	18
CNHM01-6070/5Y	1/8	4	9.13	-	5.59	5.04	1.38	4.69	13	10.51	-	5.59	5.04	2.76	4.88	1.93	-	15
CNHM02-6070/5Y	1/4	4	10.79	-	5.59	5.04	2.32	4.88	15	12.05	-	5.59	5.04	3.58	4.88	2.40	-	18
CNHM03-6070/5Y	1/3	4	10.79	-	5.59	5.04	2.32	4.88	15	12.05	-	5.59	5.04	3.58	4.88	2.40	-	18
CNHM05-6070/5Y	1/2	4	11.57	-	5.59	5.04	2.32	4.88	18	12.83	-	5.59	5.04	3.58	4.88	2.40	-	20
CNHM01-6080/5Y	1/8	4	10.16	-	6.18	5.04	1.38	4.69	20	11.54	-	6.18	5.04	2.76	4.88	1.93	-	22
CNHM02-6080/5Y	1/4	4	11.81	-	6.18	5.04	2.32	4.88	22	13.07	-	6.18	5.04	3.58	4.88	2.40	-	24

Fuente: Catalogo CYCLO® 6000 Gearmotors.

7 Tabla 7: Diagrama de conexión del motor reductor.

CYCLO® 6000 Gearmotors

Motor Brakemotor, Standard Wiring continued

FB Brake (1/8 to 15 HP) with Inverter

Figure 5-11 Normal Brake Action, 230V, 575V

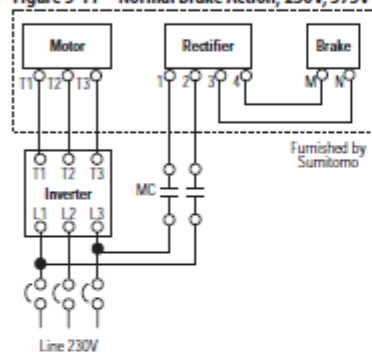


Figure 5-12 Fast Brake Action, 230V

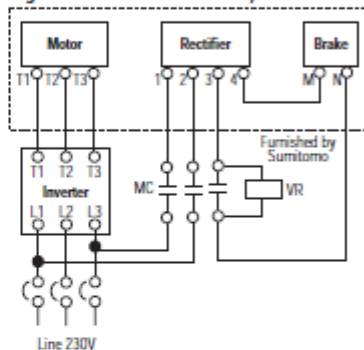


Figure 5-13 Normal Brake Action, 460V

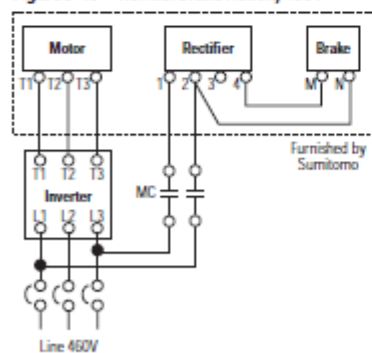
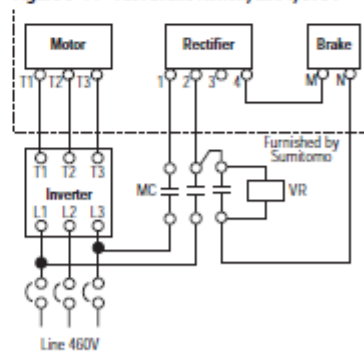


Figure 5-14 Fast Brake Action, 230V, 575V



MC: Electromagnetic Relay
MCEB: Magnetic Circuit Breaker
VR: Varistor (protective device)⁽¹⁾

Note: [1] Refer to Varsitor Specifications Table on pg. 5.20

Fuente: Catalogo CYCLO® 6000 Gearmotors.

8 **Tabla 8:** Diagrama de conexión del motor reductor.

Standard Wiring Connection, Dual Voltage

Models FB-01A through FB-15B

Figure 5-1 Normal Brake Action, 230V, 575V

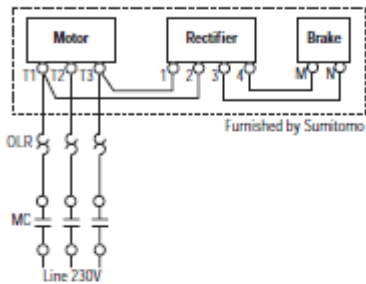


Figure 5-2 Fast Brake Action, 230V

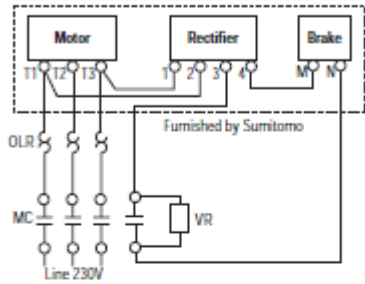


Figure 5-3 Normal Brake Action, 460V

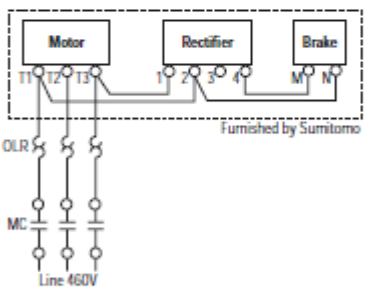
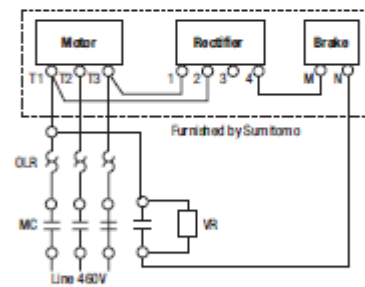


Figure 5-4 Fast Brake Action, 460V, 575V



MC: Electromagnetic Relay
MCB: Magnetic Circuit Breaker
OLR: Overload or Thermal Relay
VR: Varistor (protective device)^[1]
Note: [1] Refer to Varistor Specifications Table

Varistor Specifications Table

Operating Voltage		380-480V	575V
Varistor Rated Voltage		190-230V	AC504V
Varistor Voltage		820V	1000V
Rated Watt	FB01A, 02A	Over 0.4W	Over 0.4W
	FB-05A	Over 0.4W	Over 0.4W
	FB-1B	Over 0.6W	Over 0.4W
	FB-2B, 3B	Over 1.5W	Over 0.6W
	FB-5B, 8B	Over 1.5W	Over 1.5W
	FB10B, 15B	Over 1.5W	Over 1.5W

Fuente: Catalogo CYCLO® 6000 Gearmotors.

9 **Tabla 9:** Propiedades mecánicas de los aceros al carbono.

TABLA C-10 Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta
 Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

* Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

Fuente: Diseño de Maquinas. Robert – Norton.

10 Tabla 10: Dimensiones principales de las roscas para tornillos estándar.

TABLA 14-1 Dimensiones principales de las roscas de tornillo Unified National Standard
 Datos calculados de las ecuaciones 14.1—Véase la referencia 3 para mayor información

Tamaño	Diámetro mayor d (in o pulg)	Roscas bastas—UNC			Roscas finas—UNF		
		Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tensión A_t (in ²)	Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tensión A_t (in ²)
0	0.0600	—	—	—	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557
1 1/4	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147
1 1/2	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810
1 3/4	1.7500	5	1.4902	1.8995			
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982			
2 1/4	2.2500	4.5	1.9613	3.2477			
2 1/2	2.5000	4	2.1752	3.9988			
2 3/4	2.7500	4	2.4252	4.9340			
3	3.0000	4	2.6752	5.9674			
3 1/4	3.2500	4	2.9252	7.0989			
3 1/2	3.5000	4	3.1752	8.3286			
3 3/4	3.7500	4	3.4252	9.6565			
4	4.0000	4	3.6752	11.0826			

Fuente: Diseño de Maquinas. Robert – Norton.

11 Tabla 11: Capacidades en caballos de fuerzas- Cadena simple de rodillo número 40.

Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso				Velocidad mínima de giro de la catrúna, rev/min																				
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50	0.00
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57	0.00
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.00	0.00
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.00	0.00
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.00	0.00
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	0.00	0.00	0.00
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	0.00	0.00	0.00
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	0.00	0.00	0.00
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	0.09	0.00	0.00	0.00
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	0.00	0.00	0.00	0.00
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	0.00	0.00	0.00	0.00
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	0.00	0.00	0.00	0.00
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	0.00	0.00	0.00	0.00
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	0.87	0.00	0.00	0.00	0.00
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	1.41	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	5.53	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Tipo A																									
Tipo B																									
Tipo C																									
Tipo D																									
Tipo E																									
Tipo F																									
Tipo G																									
Tipo H																									
Tipo I																									
Tipo J																									
Tipo K																									
Tipo L																									
Tipo M																									
Tipo N																									
Tipo O																									
Tipo P																									
Tipo Q																									
Tipo R																									
Tipo S																									
Tipo T																									
Tipo U																									
Tipo V																									
Tipo W																									
Tipo X																									
Tipo Y																									
Tipo Z																									

Fuente: American Chain Association, Naples, FL

Tipo A: Lubricación manual o por goteo
Tipo B: Lubricación en baño o con disco
Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: American Chain Association, Naples, FL.

Fuente: Diseño Elementos de Maquinas. Robert L. Mott.

12 Tabla 12: Dimensiones de Cadena estándares de rodillo americana torón sencillo.

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de torones múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica-Joseph Shigley.

13 Tabla 13: Tamaño de la cuña en funcion del diametro del eje.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	
9/16	7/8	3/16	3/16	3/32
7/8	1 1/4	1/4	1/4	1/8
1 1/4	1 1/2	5/16	5/16	3/16
1 1/2	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2	1/2	1/2	5/16
2	2 1/4	5/8	5/8	3/8
2 1/4	3	3/4	3/4	1/2
3	3 1/4	7/8	7/8	5/8
3 1/4	4	1	1	3/4
4	5	1 1/4	1 1/4	7/8
5	6	1 1/2	1 1/2	1
6	7	1 3/4	1 3/4	1 1/4
7	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Fuente: Noma ANSI B17.1.1967 (R98).




14 Tabla 14: Resistencia mínimas determinísticas a la tensión y a la cadencia ASTM para algunos aceros laminado en caliente (HR) y estirado en frio (CD) con

$$E = 200 \text{ Gpa}, \nu = 0.27 \text{ y } \rho = 7870 \text{ Kg/m}^3.$$

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Proces- sing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongadon en %	Reducion de Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: Diseño en ingeniera mecánica-Joseph Shigley.

15 Tabla 15: Ajustes recomendados.

Ajustes		AJUSTES RECOMENDADOS					
ESPECIFICACION DE LOS ASIENTOS							
Grado del ajuste	Calidades superficiales	SISTEMA				ASIENTO	
		Agujero único		Eje único		Clase	Características
		Agujero	Eje	Eje	Agujero		
PRECISION		H 6	p 5	h 5	P 6	Forzado muy duro	Piezas montadas por dilatación o contracción; no necesitan seguro contra giro.
			n 5		N 6	Forzado duro	Piezas montadas o desmontadas a presión; necesitan seguro contra giro.
			k 5		K 6	Forzado medio	Piezas que han de montarse o desmontarse con gran esfuerzo; seguro para giro y deslizamiento.
			j 5		J 6	Forzado ligero	Montaje y desmontaje sin gran esfuerzo; necesitan seguro contra giro y deslizamiento.
			h 5		H 6	Deslizante	Piezas lubricadas que se montan y desmontan sin gran trabajo, a mano.
			g 5		G 6	Giratorio	En piezas lubricadas el giro y deslizamiento puede efectuarse a mano.
FINO		H 7	s 6	h 6	S 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
			r 6		R 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
			n 6		N 7	Forzado duro	Montado o desmontado a presión; necesita seguro contra giro.
			k 6		K 7	Forzado medio	Montado y desmontado con gran esfuerzo (mediante martillo de plomo); necesita seguro contra giro y deslizamiento.
			j 6		J 7	Forzado ligero	Montado y desmontado sin gran esfuerzo (mediante mazo de madera); necesita seguro contra giro y deslizamiento.
			h 6		H 7	Deslizante	En piezas lubricadas, deslizamiento a mano.
			g 6		G 7	Giratorio	En piezas lubricadas, su juego es apreciable.
			f 7		F 8	Holgado medio	En piezas lubricadas, su juego es más apreciable.
ESMERADO		H 8	e 8	h 8	E 8	Más holgado	En piezas lubricadas, el juego es muy apreciable.
			j 9		J 8	Forzado ligero	Piezas que se han de montar y desmontar con facilidad.
			h 9		H 8	Deslizante	Piezas que deben montarse sin esfuerzo y que deben desplazarse en su funcionamiento.
			e 9		E 8	Giratorio	Piezas móviles con juego desde perceptible a amplio.
ESMERADO		H 8	d 9	h 9	D 8	Holgado	Piezas móviles con juego muy amplio.
			j 9		J 8	Forzado ligero	Piezas que se han de montar y desmontar con facilidad.
			h 9		H 8	Deslizante	Piezas que deben montarse sin esfuerzo y que deben desplazarse en su funcionamiento.
			e 9		E 8	Giratorio	Piezas móviles con juego desde perceptible a amplio.
POCO ESMERADO		H 11	d 11	h 11	D 8	Holgado	Piezas móviles con juego muy amplio.
			j 11		J 11	Deslizante	Montaje fácil de gran tolerancia y con pequeño juego.
			e 11		E 11	Giratorio	Piezas móviles con gran tolerancia y juego no excesivo.
			c 11		C 11	Holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y juego.
POCO ESMERADO		H 11	a 11	h 11	A 11	Muy holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y mucho juego.
			a 11		A 11	Muy holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y mucho juego.

Fuente: Diseño de Maquinas. Robert – Norton.

16 Tabla 16: Tolerancias para ejes con dimensiones desde 1 hasta 500mm (desviaciones en μm).

[illegible]

Fuente: Tomado de la ISO 286.

17 Tabla 17: Tolerancias para ejes con dimensiones desde 1 hasta 500mm (desviaciones en μm).

MEDIDA NOMINAL (mm)	TOLERANCIAS PARA AGUEROS CON DIMENSIONES DESDE 1 HASTA 500mm (Desviaciones en μm) - ISO 286																			
	B12	B11	C11	D11	D10	D9	D8	E9	E8	F9	F8	F7	G7	G6	G5	H12	H11	H10	H9	H8
Dado >1 hasta 3	30	40	200	120	80	60	45	34	26	20	16	12	9	7	6	5	4	3	2	1
Dado >3 hasta 6	30	40	140	80	50	30	20	14	10	8	6	5	4	3	2	2	1	0	0	0
Dado >6 hasta 10	30	40	140	70	30	30	30	20	10	10	10	10	4	4	4	0	0	0	0	0
Dado >10 hasta 18	30	40	140	80	40	40	40	25	25	13	13	13	5	5	5	0	0	0	0	0
Dado >18 hasta 24	40	370	290	240	169	149	117	98	80	65	65	65	34	28	20	210	100	84	63	53
Dado >24 hasta 30	300	160	160	110	65	65	65	40	40	20	20	20	7	7	7	0	0	0	0	0
Dado >30 hasta 40	470	420	330	280	240	180	142	119	112	88	87	64	50	34	25	250	160	100	62	39
Dado >40 hasta 50	310	170	170	120	80	80	80	50	50	30	23	23	9	9	9	0	0	0	0	0
Dado >50 hasta 60	420	420	340	290	240	190	152	124	106	84	76	60	45	29	23	300	190	120	74	46
Dado >60 hasta 80	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >80 hasta 100	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >100 hasta 120	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >120 hasta 140	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >140 hasta 160	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >160 hasta 180	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >180 hasta 200	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >200 hasta 225	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >225 hasta 250	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >250 hasta 280	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >280 hasta 315	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >315 hasta 355	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >355 hasta 400	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >400 hasta 450	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46
Dado >450 hasta 500	520	480	380	320	270	220	174	146	134	104	94	76	60	45	39	300	190	120	74	46

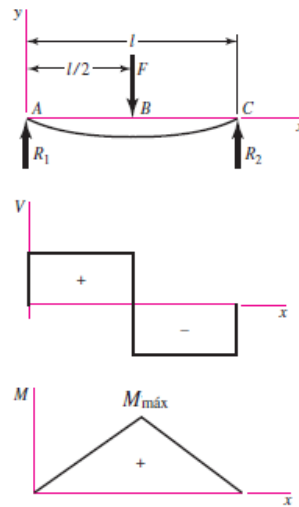
Fuente: Tomado de la ISO 286.

18 Tabla 18: Cortante, momento y deflexión en vigas.

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
(Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

5 Apoyos simples: carga central



$$\begin{aligned} R_1 &= R_2 = \frac{F}{2} \\ V_{AB} &= R_1 & V_{BC} &= -R_2 \\ M_{AB} &= \frac{Fx}{2} & M_{BC} &= \frac{F}{2}(l-x) \\ M_{\max} &= \frac{Fl}{4} \\ y_{AB} &= \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2) \\ y_{\max} &= -\frac{Fl^3}{48EI} \end{aligned}$$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica-Joseph Shigley.

19 Tabla 19: Coeficientes de fricción para tornillos de potencia.

Steel screw and bronze or cast-iron nut			Thrust-collar friction		
Conditions	Average coefficient of friction, μ		Materials	Average coefficient of friction, μ_e	
	Starting	Running		Starting	Running
High-grade materials and workmanship and best running conditions . . .	0.14	0.10	Soft steel on cast iron	0.17	0.12
Average quality of materials and workmanship and average running conditions			Hardened steel on cast iron		
Poor workmanship or very slow and infrequent motion with indifferent lubrication or newly machined surfaces	0.18	0.13	Soft steel on bronze	0.10	0.08
			Hardened steel on bronze	0.08	0.06
	0.21	0.15			

* After C. W. Ham and D. G. Ryan, An Experimental Investigation of the Friction of Screw Threads, Univ. Illinois Eng. Expt. Sta. Bull. 247, 1932.

Fuente: IIMPI Diseño de tornillos de potencia.

20 Tabla 20: Especificaciones SAE para pernos de acero.

TABLA 14-6 Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero					
Número de grado SAE	Rango de dimensión del diámetro exterior (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Límite de fluencia elástico mínimo (kpsi)	Resistencia mínima a tensión (kpsi)	Material
1	0.25-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25-0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25-1.5	65	100	115	medio carbono, estirado en frío
5	0.25-1.0	85	92	120	medio carbono, T y R*
5	1.125-1.5	74	81	105	medio carbono, T y R
5.2	0.25-1.0	85	92	120	martensita de bajo carbono, T y R
7	0.25-1.5	105	115	133	aleación de bajo carbono, T y R
8	0.25-1.5	120	130	150	aleación de medio carbono, T y R
8.2	0.25-1.0	120	130	150	martensita de bajo carbono, T y R

* Templado y revenido.

Fuente: Diseño de máquinas-Robert Norton.

21 Tabla 21: Factores de cálculos de rodamientos de bola.

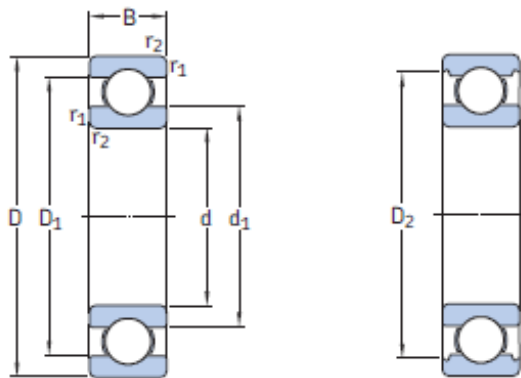
$f_0 F_a / C_0$	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Intermediate values are obtained by linear interpolation

Fuente: Catalogo SKF de rodamiento.

22 Tabla 22: Rodamiento de bolas de una hilera.

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 25.4 mm (1 in)



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	—
25.4	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405

* Rodamiento SKF Explorer

SKF

Fuente: Catalogo SKF de rodamiento.

23 Tabla 23: Electrodo Recubiertos.

ELECTRODOS RECUBIERTOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBON	CLASIFICACION (AWS)	USOS Y CARACTERISTICAS	RESISTENCIA TENSION LIMITE ELASTICO ELONGACION	CORRIENTES OPTIMAS APLICACION (AMPERES) 3/32 1/8 5/32 3/16 7/32 1/4
	6010 (E 6010) A 5.1	ELECTRODO CELULOSICO DE PENETRACION PROFUNDA EN TODAS POSICIONES. SE USAN EN TRABAJOS ESTRUCTURALES, REPARACIONES, Y UNIONES DE TUBERIAS	RT = 71,000 lb/pu lg ² LE = 62,000 lb/pu lg ² E = 24%	60 105 155 190 CD (+)
	6011 (E 6011) A 5.1	ELECTRODO CELULOSICO DE ARCO FUERTE Y PENETRACION PROFUNDA SE USA EN TODAS LAS POSICIONES SE USA EN TRABAJOS ESTRUCTURALES, TUBERIAS, BARCOS Y REPARACIONES.	RT = 73,500 lb/pu lg ² LE = 60,000 lb/pu lg ² E = 24%	75 105 145 175 200 245 CA Y CD
	6013 (E 6013) A 5.1	ELECTRODO DE ALTO RENDIMIENTO DE FACIL APLICACION Y REMOSION DE ESCORIA. SUELDA MAQUINARIA AGRICOLA, MUEBLES METALICOS, CARROCERIA Y REPARACIONES EN GENERAL	RT = 74,000 lb/pu lg ² LE = 63,500 lb/pu lg ² E = 22%	75 130 170 210 320 CD (-), CA

Fuente: Productos LINCOLN.

24 Tabla 24: Clases de rugosidad también pueden representarse (según la norma DIN 140) como una sucesión de triángulos invertidos.

Rugosidad (μm)	Clase de rugosidad	Equivalencia DIN 140	Aplicaciones
50 25	N 12 N 11		Forja, fundición, estampación
12,5 6,3	N 10 N 9		Trabajos de desbaste arranque basto de viruta
3,2 1,6	N 8 N 7		Torneado fino, escariado, rectificado, brochado
0,8 0,4	N 6 N 5		Escariado, rectificado, esmerilado
0,2 0,1	N 4 N 3		Rectificado fino, bruñido
0,05 0,025	N 2 N 1		Lapeado

Fuente: Universidad Carlos III- Madrid, España.

25 Tabla 25: Clase de rugosidad según el proceso de fabricación.

La clase de rugosidad se consigue según el proceso de fabricación de la pieza

Proceso de fabricación	Rugosidad													
	Ra [μm]	0.025	0.05	0.1	0.2	0.4	0.8	1.6	3	6	12	16	20	25
Desbarbado.														
Oxicorte														
Torneado.														
Fresado. Limado														
Taladrado														
Cepillado														
Rectificado														
Superacabado (lapeado)														
Pulido														
Laminación en caliente														
Moldeo en arena														
Forja														
Moldeo en coquilla														
Moldeo a presión														
Laminado, estrado, treflado														
Extrusión														
Rugosidad más frecuente														
Rugosidad menos frecuente														

Fuente: Universidad Carlos III- Madrid, España.

26 Tabla 26: Propiedades de las Secciones

Parte 1 Propiedades de las secciones

A = área

G = ubicación del centroide

$I_x = \int y^2 dA$ = segundo momento de área con respecto al eje x

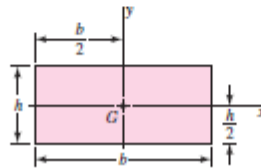
$I_y = \int x^2 dA$ = segundo momento de área con respecto al eje y

$I_{xy} = \int xy dA$ = momento mixto de área con respecto a los ejes x y y

$J_G = \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$
= segundo momento polar de área con respecto al eje que pasa por G

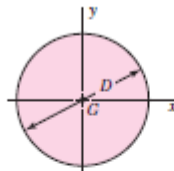
$k_x^2 = I_x/A$ = radio de giro al cuadrado con respecto al eje x

Rectángulo



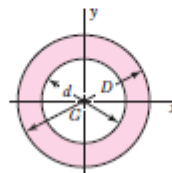
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

Círculo hueco



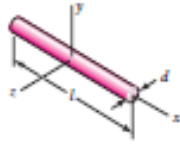
$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica-Joseph Shigley.

27 Tabla 27: Propiedades de Solidos.

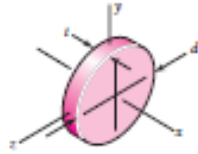
Parte 2 Propiedades de sólidos (ρ = densidad, peso por unidad de volumen)

Varillas



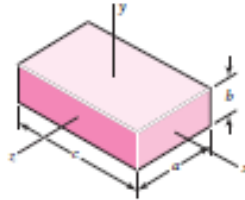
$$m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \quad I_y = I_z = \frac{ml^2}{12}$$

Discos redondos



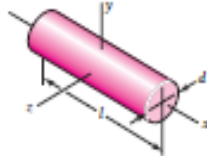
$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \quad I_x = \frac{md^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{md^2}{16}$$

Prismas rectangulares



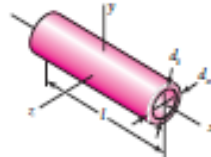
$$m = \frac{abc\rho}{g} \quad I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \quad I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2) \quad I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$$

Cilindros



$$m = \frac{\pi d^2 l}{4g} \quad I_x = \frac{md}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4l^2)$$

Cilindros huecos



$$m = \frac{\pi (d_o^2 - d_i^2) l \rho}{4g} \quad I_x = \frac{m}{8} (d_o^2 + d_i^2) \quad I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4l^2)$$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica-Joseph Shigley.

28 Tabla 28: chumacera SKF FY 505

 Cálculo Modelo CAD Ver modelo en 3D

[Contacto](#) | [Buscar un distrito](#)

☒ Sistema métrico (mm) ☐ Sistema imperial (pulgada)

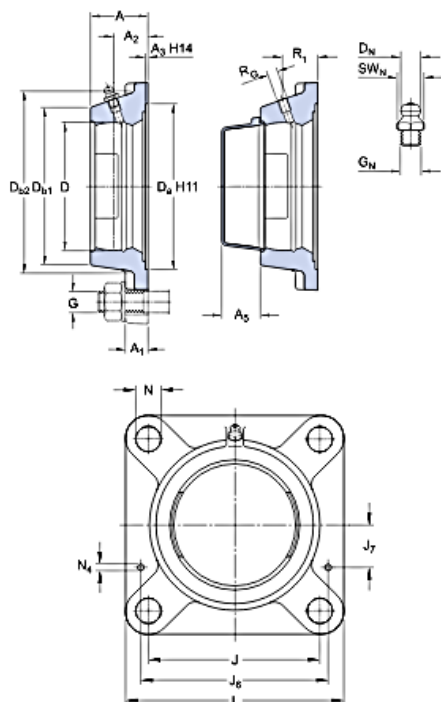
 Exportar en formato PDF  Imprimir

FY 505 M

Material

Fundición

Dimensiones



D	52	mm
D _a	74.6	mm
D _{b1}	65	mm
D _{b2}	71	mm
A	30	mm
A ₁	12	mm
A ₂	19	mm
A ₃	3.2	mm
A ₅	18	mm
J	70	mm
L	95	mm
N	11.5	mm

Orificio roscado

R_G	1/4-28 UNF	
R_1	21	mm

Boquilla engrasadora

D_N	6.5	mm
SW_N	7	mm
G_N	1/4-28 SAE-LT	

Fijas de situación

J ₆	83	mm
J ₇	19	mm
N ₄	4	mm

Masa

Soporte de masa

0.52 kg

Información de montaje

Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm

G 10 mm

Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas

G	0.375	in
---	-------	----

Productos adecuados

Tapa lateral

ECY 205

For additional information about the meaning and limitations of the product data, refer to [Y-bearing flanged units](#) and [Principles of bearing unit selection and application](#).

Fuente: Catalogo SKF de rodamiento.

29 Tabla 29: Propiedades del acero 1045

ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

1. Descripción: es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
Elongación 16% (en 50 mm)
Reducción de área (40%)
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.43 – 0.50 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

7. Tratamientos térmicos: se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C

NOTA:
Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exigidos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA -AISI 1045

Fuente: <https://www.slideshare.net/GesaultValencia/aisi-1045>

30 Tabla 30: Propiedades del acero 1020

ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

1. Descripción: acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 111 HB
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)
Elongación 25%
Reducción de área 50%
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.18 – 0.23 % C
0.30 – 0.60 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

7. Tratamientos térmicos: se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

NOTA:
Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores exactamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA -AISI 1020


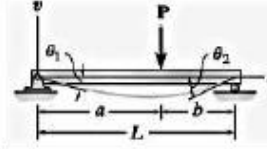
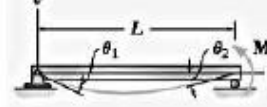
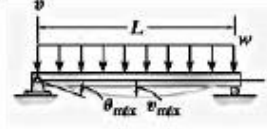
Fuente: <https://www.slideshare.net/GesaultValencia/aisi-1020>

31 Tabla 31: Pendientes y deflexión en vigas

APÉNDICE

C

Pendientes y deflexiones en vigas

Pendientes y deflexiones de una viga simplemente apoyada			
Viga	Pendiente	Deflexión	Curva elástica
	$\theta_{\max} = \frac{-PL^2}{16EI}$	$v_{\max} = \frac{-PL^3}{48EI}$	$v = \frac{-Px}{48EI}(3L^2 - 4x^2)$ $0 \leq x \leq L/2$
	$\theta_1 = \frac{-Pab(L+b)}{6EIL}$ $\theta_2 = \frac{Pab(L+a)}{6EIL}$	$v \Big _{x=a} = \frac{-Pba}{6EIL}(L^2 - b^2 - a^2)$	$v = \frac{-Pbx}{6EIL}(L^2 - b^2 - x^2)$ $0 \leq x \leq a$
	$\theta_1 = \frac{-M_0L}{6EI}$ $\theta_2 = \frac{M_0L}{3EI}$	$v_{\max} = \frac{-M_0L^2}{\sqrt{243EI}}$ en $x = 0.5774L$	$v = \frac{-M_0x}{6EIL}(L^2 - x^2)$
	$\theta_{\max} = \frac{-wL^3}{24EI}$	$v_{\max} = \frac{-5wL^4}{384EI}$	$v = \frac{-wx}{24EI}(x^3 - 2Lx^2 + L^3)$

Fuente: Mecánica de Materiales Beer Johnson

32 Tabla 32: Propiedades a flexión de uniones de soldaduras.

Table 9-2

Bending Properties of Fillet Welds*

Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_y = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_y = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_y = \pi r^3$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica-Joseph Shigley

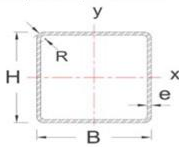
33 Tabla 33: Propiedades de los Electrodo.

Table 9-3 Minimum Weld-Metal Properties	AWS Electrode Number*	Tensile Strength kpsi (MPa)	Yield Strength, kpsi (MPa)	Percent Elongation
	E60xx	62 [427]	50 [345]	17-25
	E70xx	70 [482]	57 [393]	22
	E80xx	80 [551]	67 [462]	19
	E90xx	90 [620]	77 [531]	14-17
	E100xx	100 [689]	87 [600]	13-16
	E120xx	120 [827]	107 [737]	14

Fuente: Diseño en ingeniera mecánica-Joseph Shigley.

34 Tabla 34: Propiedades mecánicas de los aceros de elementos estructurales

Tabla de Productos
Estructurales
Tubos Estructurales
Propiedades para el Diseño



Sección Cuadrada (Sistema Internacional)

Designación Comercial	Espesor nominal	Área diseño	Esbeltez ala	Esbeltez alma	Propiedades Estáticas					
D	e	A	b/t	h/t	Ix = Iy	Sx = Sy	rx = ry	Zx = Zy	J	C
pulg NPS	pulg	pulg ²			pulg ⁴	pulg ³	pulg	pulg ³	pulg ⁴	pulg ³
1 x 1	0.078	0.251	8.785	8.785	0.035	0.069	0.371	0.085	0.056	0.122
1 x 1	0.120	0.354	3.961	3.961	0.043	0.087	0.350	0.112	0.072	0.167
1 1/4 x 1 1/4	0.078	0.324	12.232	12.232	0.072	0.116	0.473	0.140	0.116	0.199
1 1/4 x 1 1/4	0.120	0.465	6.201	6.201	0.095	0.152	0.452	0.191	0.156	0.280
1 3/4 x 1 3/4	0.078	0.469	19.125	19.125	0.215	0.246	0.678	0.291	0.339	0.406
2 x 2	0.078	0.541	22.571	22.571	0.329	0.329	0.780	0.387	0.515	0.536
2 x 2	0.083	0.573	20.910	20.910	0.346	0.346	0.777	0.408	0.544	0.568
2 x 2	0.120	0.800	12.921	12.921	0.462	0.462	0.759	0.555	0.737	0.786
2 x 2	0.188	1.171	6.439	6.439	0.617	0.617	0.726	0.774	1.011	1.128
2 1/2 x 2 1/2	0.120	1.023	17.401	17.401	0.951	0.761	0.964	0.903	1.503	1.264
2 1/2 x 2 1/2	0.188	1.521	9.299	9.299	1.318	1.054	0.931	1.292	2.131	1.854
2 1/2 x 2 1/2	0.250	1.923	5.753	5.753	1.557	1.246	0.900	1.573	2.559	2.304
3 x 3	0.078	0.831	36.356	36.356	1.174	0.783	1.188	0.906	1.814	1.241
3 x 3	0.083	0.882	33.865	33.865	1.240	0.827	1.186	0.959	1.920	1.316
3 x 3	0.120	1.247	21.882	21.882	1.701	1.134	1.168	1.334	2.668	1.853
3 x 3	0.188	1.871	12.159	12.159	2.411	1.608	1.135	1.941	3.861	2.754
3 x 3	0.250	2.388	7.903	7.903	2.915	1.943	1.105	2.404	4.742	3.475
3 1/2 x 3 1/2	0.078	0.976	43.249	43.249	1.893	1.082	1.392	1.247	2.914	1.702
3 1/2 x 3 1/2	0.098	1.214	33.402	33.402	2.322	1.327	1.383	1.539	3.596	2.113
4 x 4	0.098	1.396	38.889	38.889	3.518	1.759	1.587	2.032	5.427	2.780
4 x 4	0.120	1.693	30.842	30.842	4.209	2.105	1.577	2.447	6.532	3.365
4 x 4	0.188	2.570	17.878	17.878	6.129	3.065	1.544	3.632	9.675	5.080
4 x 4	0.250	3.318	12.204	12.204	7.607	3.803	1.514	4.590	12.178	6.514
6 x 6	0.250	5.178	20.806	20.806	28.154	9.385	2.332	11.056	44.214	15.381

NPS: Designación comercial del producto en pulgadas.

Todas las propiedades estáticas y relaciones de esbeltez han sido calculadas para el espesor de diseño según recomendaciones de las especificaciones ANSI/AISC vigente.
Para mayores detalles consultar el Manual de Diseño de Estructuras de Acero con Perfiles Tubulares Unicon.

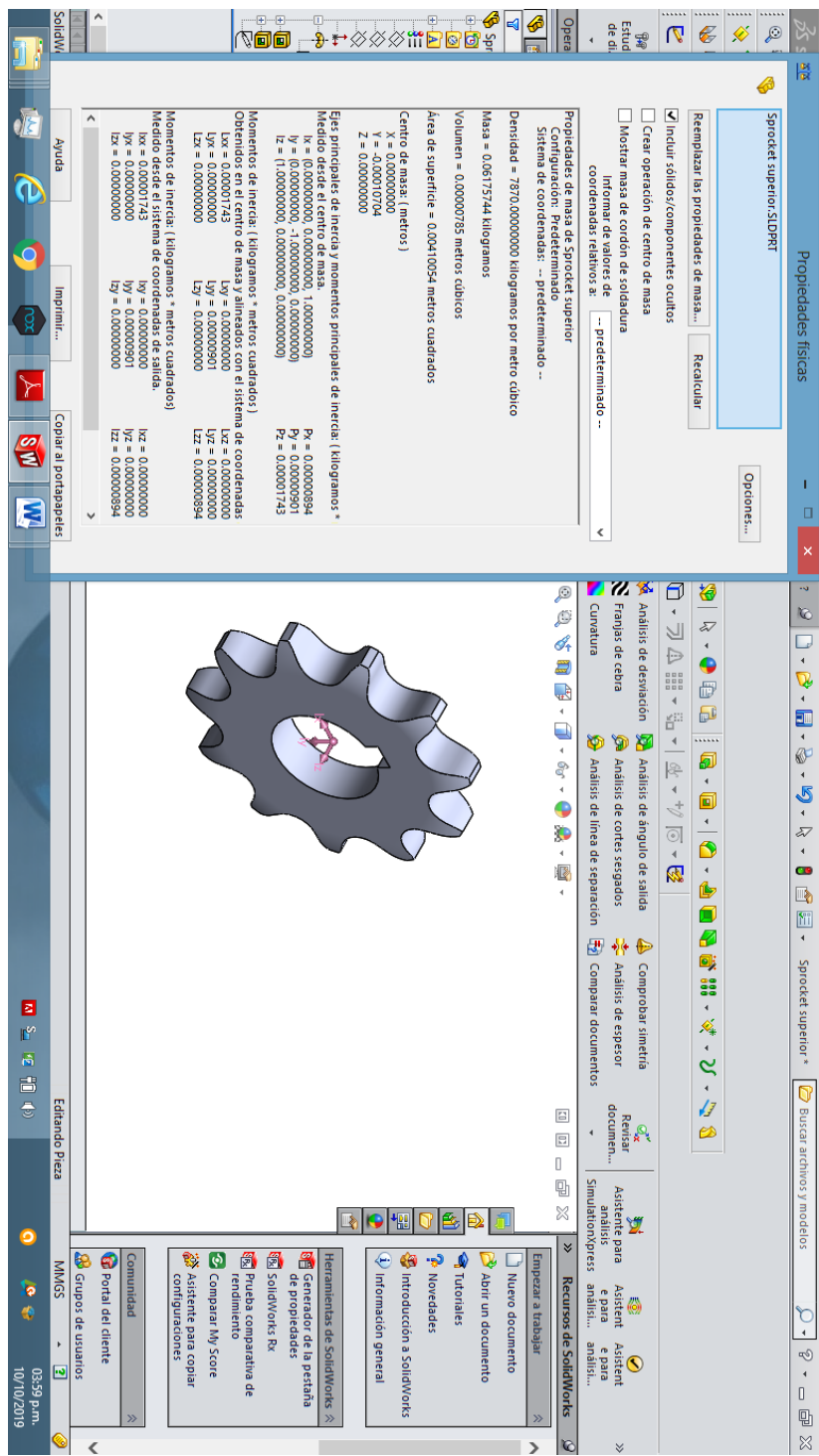
Fuente: Productos UNICON.

35 Tabla 35: Propiedades mecánicas de los aceros de elementos estructurales.

Norma ASTM A 500 Grado del Acero		Propiedades Mecánicas (mínimas)				
		Límite de Fluencia Mpa (Kg/cm ²)	Límite de Fluencia psi	Resistencia a la Tracción Mpa (Kg/cm ²)	Resistencia a la Tracción psi	% Elong.
Circular	A	228 (2.320)	33,000	310 (3.170)	45,000	25
	B	290 (2.955)	42,000	400 (4.080)	58,000	23
	C	317 (3.230)	46,000	427 (4.360)	62,000	21
Cuadrado y rectangular	A	269 (2.740)	39,000	310 (3.170)	45,000	25
	B	317 (3.230)	46,000	400 (4.080)	58,000	23
	C	345 (3.515)	50,000	427 (4.360)	62,000	21

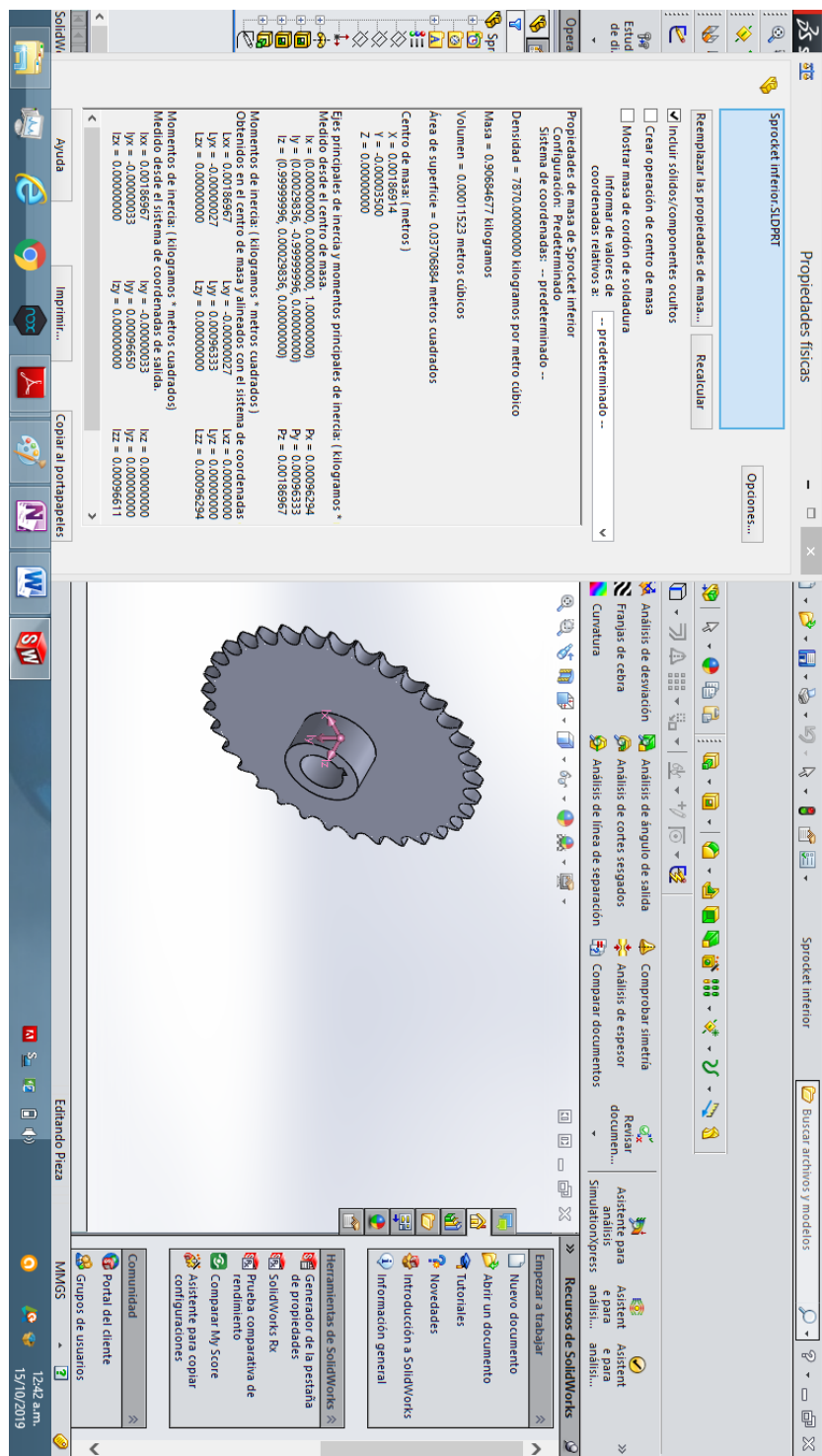
Fuente: Productos UNICON

36 Figura 1: Propiedades de sección de la catarina pequeña.



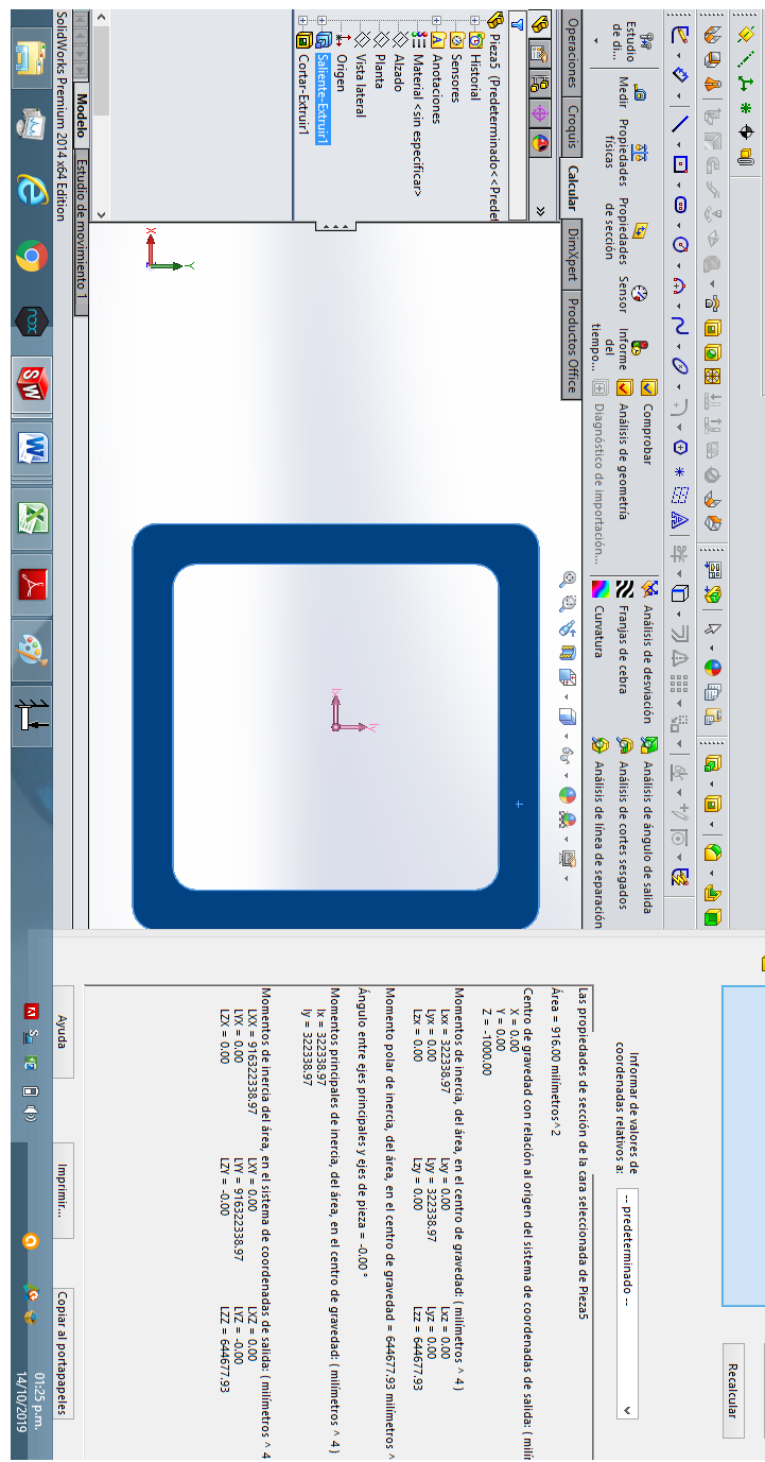
Fuente: Solid Works.

37 Figura 2: Propiedades de sección de la catarina grande.



Fuente: Solid Works.

38 Figura 3: Propiedades de sección del tubo cuadrado.



Fuente: Solid Works

ANEXO II- PLANOS DE LA MAQUINA ROLADORA DE PERFILES.